

BERTHOLD GRÜNWALD

TEORIA,  
CALCULUL  
ȘI CONSTRUCȚIA  
MOTOARELOR  
PENTRU  
AUTOVEHICULE  
RUTIERE



EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ  
BUCUREȘTI-1980



MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI

Prof. dr. ing. BERTHOLD GRÜNWARD

---

TEORIA,  
CALCULUL  
ȘI CONSTRUCȚIA  
MOTOARELOR  
PENTRU  
AUTOVEHICULE  
RUTIERE

— ediția a II-a revăzută și completată —



EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ  
BUCUREȘTI, 1980

---



Referent științific: Prof. dr. ing. Mircea Soare  
Institutul politehnic București

Redactor: ing. Alexandru Nicolae  
Tehnoredactor: Ana Țîmpău  
Grafician: Victor Wegeman

## PREFAȚĂ LA EDIȚIA A DOUA

În ultimul deceniu, industria de motoare cu ardere internă pentru autovehicule din România s-a dezvoltat impetuos. Din anul 1970, parcul de autoturisme din țară s-a completat cu o mașină nouă, de înaltă performanță: turismul Dacia 1300, produs până astăzi în peste 400 000 de exemplare. Parcul de autobuze și de autocamioane a înregistrat o modificare de esență: s-a trecut de la motorul cu aprindere prin scînteie la motorul cu aprindere prin comprimare, aproape 3/4 din mașini fiind astăzi echipate cu motoare diesel, fabricate în țară (din cele 33 877 autocamioane produse în anul 1978, 26 419 sînt echipate cu motoare diesel).

În scopul realizării unor motoare de concepție proprie, originală, s-a creat, în anul 1975, INSTITUTUL NAȚIONAL DE MOTOARE TERMICE (I.N.M.T.). Proiectarea în domeniu realizează în această etapă o sinteză, pentru a ține seama de ceea ce s-a obținut pe plan mondial, dar este chemată să vină și cu soluții noi, proprii. Cercetarea este organizată pentru a verifica noua concepție de proiectare și, totodată, pentru a oferi proiectării un fond propriu de cunoștințe, soluții tehnice de detaliu și de ansamblu, care să permită realizarea unor construcții originale, economice, în privința consumului de combustibil, consumului de metal, al fiabilității.

În Raportul la cel de-al XII-lea Congres al P.C.R., prezentat de tovarășul Nicolae Ceaușescu, secretar general al Partidului, s-a arătat că o orientare principală a viitorului cincinal este și „aplicarea unui program sever de economisire a petrolului și gazelor, a tuturor combustibililor”, că „se va trece la reproiectarea întregii game de motoare cu combustie internă pentru reducerea consumului de carburanți”; sînt create condițiile ca aceste sarcini să fie îndeplinite cu succes, pentru ca și în domeniul motoarelor cu ardere internă, așa cum se arată în Raport, „deceniul următor să devină cu adevărat deceniul științei, tehnicii, calității și eficienței”.

Pe plan mondial, cercetarea și proiectarea motoarelor de autovehicule au fost confruntate în deceniul al 8-lea cu probleme noi. Astfel, la începutul deceniului, realizarea motorului cu „gaze curate” sau limitarea substanțelor poluante evacuate de motor în atmosferă, s-a definit ca o cerință de vîrf. Apoi, de la mijlocul deceniului, economia de combustibil sau realizarea unor motoare cu randamente ridicate s-a constituit ca o direcție de acțiune care concentrează astăzi mari forțe științifice și tehnice, numeroase mijloace materiale. Este semnificativ că, în ultimii 3—4 ani, alături de concursurile sportive de viteză, care pretind motoare de mare putere litrică, se dezvoltă concursurile sportive pentru cel mai mic consum de combustibil, cea mai bună performanță fiind atinsă în anul 1979 și reprezentată de uluitoarea cifră de 0,103 l/100 km. Tot de la mijlocul deceniului al 8-lea s-au intensificat încercările de a extinde „diesel-



zarea" — aplicată inițial la autocamioane și autobuze — la turismele de litraj mediu și eventual mic, realizându-se motoarele diesel rapide, de turaj compa-rabilă cu a motorului cu aprindere prin scînteie. Deceniul al 8-lea mai înre-gistrează că tendința de supraalimentare a motoarelor diesel de autocamioane manifestată anterior, se transformă într-o aplicație curentă, iar sfîrșitul acestui deceniu marchează încercările reușite de supraalimentare chiar și a motoarelor diesel rapide de turism. Această preocupare pentru răspîndirea supraalimen-tării se manifestă nu numai din dorința de a reduce masa raportată de metal ci și din nevoia de economisire a combustibilului, prin prelucrarea rațională a căldurii conținute în gazele de evacuare. În fine, fiabilitatea motorului s-a bucurat la rîndul ei de o atenție prioritară. Rigiditatea și rezistența înaltă a structurilor și organelor mobile, calitatea suprafețelor portante și a lubrifian-ților precum și jocurile de montaj reduse au împins durata de serviciu a moto-rului la cifre remarcabile.

Ultimul deceniu marchează progrese însemnate în tehnica de investigație a motorului, fără de care soluțiile rafinate ar rămîne neevaluate corect și mai ales neoptimizate. S-a dezvoltat în paralel tehnica experimentală, de investi-gație, măsurare și control, cît și tehnica de calcul electronic.

În această ediție a lucrării, autorul s-a străduit să găsească locul cuvenit pentru realizările și preocupările în domeniu, din deceniul al 8-lea, înlocuind mai bine de jumătate din textul, figurile și tabelele primei ediții. În acest scop:

- s-a extins informația despre motorul diesel atît în domeniul proceselor (se prezintă mai amplu jetul de combustibil, mișcarea organizată a fluidului motor în cilindru, procedeul de formare a amestecului și arderii în peliculă, aplicat în țară pe motoarele diesel de autocamioane și autobuze), cît și în domeniul construcției (sistemul de injecție, sistemul de supraalimentare, sistemul de pornire etc.);

- s-a exemplificat teoria și construcția cu un mare număr de soluții întîlnite pe motoarele de autovehicule, fabricate pentru prima dată în țară în ultimii zece ani și anume pe motorul turismului Dacia 1300 și pe motoarele autocamioanelor DAC și ROMAN;

- s-a inclus un capitol despre poluarea chimică și sonoră a mediului ambiant;

- s-a sistematizat într-un capitol problematica și realizările din ultimii 3—4 ani, privind economia de combustibil, arătîndu-se modalitățile prin care se speră să se obțină în următorul deceniu un motor de autovehicul cu un consum de combustibil cu 25... 30 % mai mic;

- sînt prezentate în două capitole cunoștințele privind supraalimentarea ca procedeu și turbosufianta ca mijloc de realizare;

- s-au dezvoltat cunoștințele privind schimbul de gaze, de care depind per-formanțele motoarelor rapide sau supraalimentate;

- s-au adăugat unele cunoștințe elementare despre combustibili și lubrifianți, pentru a înlesni înțelegerea problemelor fundamentale ale proceselor de ardere și lubrificație;

- s-a pus un accent mai mare pe investigația experimentală, ca pîrghie principală în activitatea de perfecționare a motoarelor, insistîndu-se, cu deosebire, asupra tehnicilor de cercetare, măsurare și control care urmăresc mișcarea gazelor în cilindru, formarea amestecului, compoziția gazelor de evacuare, starea termică și de tensiune a pistonului, considerat „călcîiul lui Achile” al motorului;

- s-a aplicat analiza numerică la un număr mare de probleme de calcul, pentru a ușura folosirea calculatoarelor electronice atît la găsirea soluțiilor unor ecuații sau sisteme de ecuații diferențiale sau transcendente, cît și la determinarea variantelor optime.

Revizuirea și completarea ediției precedente cuprinde și alte aspecte. Astfel: lucrarea este scrisă în Sistemul Internațional de unități de măsură, dar pentru folosirea ei de către cititorul familiarizat cu Sistemul Tehnic unele relații sînt redată în ambele sisteme, iar Anexa 2 oferă informațiile necesare, îndeosebi pentru relațiile de natură energetică și termică; sînt efectuate modificările cuvenite în privința standardelor de încercare, de materiale și terminologie apărute în țară și peste hotare în ultimul deceniu; este revăzută bibliografia, care astfel include multe titluri noi.

Ediția de față este completată cu un număr de peste 50 de exemple numerice. Cele mai multe dintre aceste exemple reprezintă o aplicație care evaluează fenomene și procese mai puțin sau de loc tratate în literatura de specialitate (mișcarea gazelor în cilindru, caracteristicile jetului de combustibil, arderea, transferul de căldură, încărcarea termomecanică a pistonului, vibrația segmentului și a arbo-relui cotit etc.), metode noi, originale de calcul; ele îngăduie astfel o mai bună apropiere de realitățile fizice, specifice motoarelor pentru autovehicule. Tot ca o aplicație trebuie considerat și programul pentru calculul forțelor și momentelor din mecanismul motor, inclus în ediția de față.

Ultimul capitol, privind proiectarea de concepție, tratează problemele la nivelul proiectului tehnic al unui motor, ceea ce întregeste cunoștințele de proiectare. Acest capitol se încheie cu unele cunoștințe despre modul în care se desfășoară cercetarea științifică în domeniul motoarelor, ceea ce orientează pe cititor într-o activitate care cunoaște o amplă dezvoltare.

AUTORUL



Industria de motoare cu ardere internă pentru automobile și tractoare realizează astăzi asemenea dimensiuni încît cu greu pot fi evaluate. Dezvoltarea ei a fost însoțită de-a lungul timpului — cu cîțiva ani în urmă s-a sărbătorit centenarul motorului cu ardere internă — de o specializare tot mai profundă a numeroase uzine, care participă prin organele și subansamblurile pe care le execută la elaborarea produsului final. Există astăzi fabrici specializate pentru producția de pistoane și segmenti, de carburatoare și sisteme de injecție, radiatoare și sisteme de aprindere etc. Acest proces specific de dezvoltare a atras după sine consecințe ample. Cunoștințele de specialitate au fost adîncite pas cu pas, ajungîndu-se astfel la un grad înalt de perfecțiune în construcția motoarelor cu ardere internă. Literatura de specialitate a căpătat asemenea proporții — se publică anual circa 5000 de articole, descrieri de patente, monografii, manuale — încît cu greu mai poate fi urmărită, în totalitatea ei, de un singur cititor. Evident, s-au petrecut schimbări și în profilul inginerului. Pentru a face față tendinței de specializare, inginerul motorist a fost obligat să renunțe la universalitatea cunoștințelor din domeniu, în folosul unei cunoașteri tot mai profunde numai a unora din laturile activității de cercetare, proiectare și fabricare a motorului. De aceea, elaborarea în zilele noastre, a unei lucrări de teoria, construcția și calculul motoarelor cu ardere internă pentru automobile și tractoare, care se vrea atotcuprinzătoare cel puțin prin titlurile capitolelor cuprinse de programa analitică universitară, reprezintă o sarcină care întîmpină dificultăți evidente, cu atît mai mari cu cît în ansamblul său, domeniul motoarelor cu ardere internă, poate mai mult ca oricare alt domeniu al ingineriei mecanice, apelează la o varietate impresionantă de cunoștințe, care aparțin unor discipline (dintre care s-ar aminti cu titlu de exemplu: termodinamica și gazodinamica, chimia generală și chimia fizică, mecanica teoretică și rezistența materialelor, teoria mecanismelor și organele de mașini, metalurgia fizică și tehnologia mecanică, lubrificația și uzarea, transferul de căldură, filtrarea, electrotehnica) extrem de diferite ca fond teoretic, metodologie de cercetare, experimentare și realizare.

Abordînd în primul rînd aparatul teoretic fundamental și sintetizînd cunoștințele de bază ale disciplinei, pe care lucrarea încearcă să le redea prin ceea ce au ele esențial, autorul s-a străduit totodată să evidențieze și acele „puncte critice” caracteristice, acele „zone” de cunoștințe insuficient luminate, în care punctele de vedere ale diverșilor autori se confruntă pasionant, urmărind să clarifice probleme nerezolvate sau crezute a fi fost rezolvate. Procedînd astfel, autorul a avut convingerea că acționează în sensul formării capacității de orientare corectă a cititorului în teoria și practica disciplinei, în sensul formării priceperii lui, atît în domeniul investigației, cît și al proiectării.

Dorînd să sublinieze modul în care trebuie abordate și evaluate diferitele cunoștințe actuale, autorul s-a văzut nevoit să dezvolte inegal unele părți ale cursului, ceea ce i-a permis să prezinte mai detaliat unele capitole, alese în raport cu însemnătatea lor în ansamblul general al cunoștințelor de motoare și cu propria sa experiență. Astfel, cel puțin cu titlu de exemplu, au fost subliniate în cîteva din sub-



diviziunile domeniului de specialitate, profunzimea și complexitatea cunoștințelor actuale, diversitatea și ingeniozitatea metodelor de cercetare teoretică și experimentală, necesitatea analizei multilaterale, critice, a datelor cunoscute, semnificația principiului ca și a amănuntului asupra progresului general în direcția performanțelor de economicitate și durabilitate.

Evident, lucrarea cuprinde numai o parte din ceea ce se cunoaște în domeniul respectiv; de aceea, la sfârșitul fiecărui capitol este indicată o bibliografie detaliată.

Elaborarea cursului a fost ușurată într-o largă măsură de experiența valoroasă a școlii românești de motoare cu ardere internă.

\*  
\* \*

Cu mai bine de 40 de ani în urmă a început în țara noastră fabricarea primelor motoare cu ardere internă cu piston, destinate aviației, tracțiunii feroviare de mică putere și grupurilor de foraj. Producția primelor motoare cu ardere internă a fost organizată la fosta uzină I.A.R. (Industria Aeronautică Română) din Brașov și la actuala Uzină „23 August” din București.

După cel de-al doilea război mondial, România a urmărit cu consecvență dezvoltarea industriei de motoare cu ardere internă, ținând seama de cerințele economiei naționale în plină dezvoltare. Pentru a sprijini agricultura, în anul 1950 s-a organizat la Uzina I.A.R., astăzi „Tractorul”, fabricarea primelor tractoare românești. Începută cu o serie de 3469 bucăți anual, producția de tractoare a ajuns după aproape trei decenii (în anul 1978) de 18,9 ori mai mare.

Dezvoltarea impetuoasă a economiei socialiste a pretins sporirea și diversificarea continuă a producției de motoare. În anul 1955 începe fabricarea primelor autocamioane românești la fosta uzină „Astra”, astăzi „Întreprinderea de Autocamioane” din Brașov. În anul 1954 fosta uzină „Tudor Vladimirescu” din București, astăzi „Autobuzul”, trece la fabricarea primelor autobuze, iar din anul 1974, odată cu modernizarea liniilor tehnologice, se produc noile tipuri de autobuze de mare capacitate (3616 bucăți în anul 1978), microbuze și autofurgonete (12 880 bucăți în anul 1978).

Întreprinderea Mecanică din Cîmpulung-Muscel începe în anul 1962 fabricarea primelor autoturisme „tot teren”, iar în anul 1969 Întreprinderea de autoturisme din Pitești produce primul autoturism Dacia 1300 (81 375 bucăți în anul 1978, dintre care 72 846 bucăți autoturisme oraș). De asemenea va intra în funcțiune noua fabrică de autoturisme de mic litraj „Oltcit”, din Craiova.

Dezvoltarea în țară a unei industrii puternice de motoare cu ardere internă se realizează totodată prin specializarea producției într-o serie de uzine de profil. Astfel, producția echipamentelor de injecție este concentrată la Întreprinderea Mecanică din Sinaia, iar fabricația de carburatoare este concentrată la Întreprinderea nr. 2 din Brașov. Producția unor organe ale motorului, ca: pistoane, segmenti, supape, este asigurată de Întreprinderea Mecanică din Colibași. Turbosuflantele pentru supraalimentarea motoarelor diesel se realizează la Întreprinderea „Hidrodinamica” din Brașov. Echipamentele electrice ale motoarelor sînt fabricate de întreprinderea „Electroprecizia” din Săcele. În fine, se remarcă și participarea altor întreprinderi specializate la fabricarea motoarelor cu ardere internă, cum ar fi fabricile de radiatoare, cuzineți, bujii etc.

Perfecționarea continuă a construcției și fabricației de motoare, creșterea înzestrării tehnice a întreprinderilor de profil au permis realizarea de motoare cu performanțe tehnico-economice înalte, recunoscute în țară și peste hotare.

Specialiștii din acest domeniu încearcă un sentiment de profundă satisfacție și mîndrie urmărind și participînd la dezvoltarea puternică pe care o realizează industria constructoare de motoare de autovehicule din România.

AUTORUL

## CUPRINS

Prefața . . . . .	3
<i>Partea întâi</i>	
<b>PROCESE TERMICE</b>	
1. Noțiuni introductive . . . . .	18
1.1. Definiții și principii de funcționare . . . . .	18
1.2. Principii de formare a amestecului combustibil-aer. Calitatea amestecului . . . . .	25
1.3. Lucrul mecanic, puterea și momentul motor. . . . .	27
1.4. Randamentul și consumul specific de combustibil . . . . .	33
1.5. Regimurile de funcționare a motorului . . . . .	36
1.6. Sarcina motorului . . . . .	37
Bibliografie . . . . .	41
2. Schimbarea gazelor . . . . .	
2.1. Schimbarea gazelor la motoarele în patru timpi . . . . .	44
2.1.1. Admisiunea normală . . . . .	44
2.1.1.1. Sistemul de admisiune. Gradul de perfecțiune a umplerii . . . . .	44
2.1.1.2. Investigația procesului de admisiune normală . . . . .	51
2.1.2. Evacuarea gazelor . . . . .	67
2.1.2.1. Sistemul de evacuare. Gradul de perfecțiune a evacuării . . . . .	67
2.1.2.2. Investigația procesului de evacuare . . . . .	69
2.1.3. Admisiunea forțată . . . . .	71
2.1.4. Fazele de distribuție . . . . .	73
2.1.5. Influențe asupra proceselor de schimbare a gazelor . . . . .	77
2.1.5.1. Influențele factorilor de stare . . . . .	77
2.1.5.2. Influențele factorilor funcționali . . . . .	79
2.1.5.3. Influențele factorilor constructivi . . . . .	83
2.1.6. Fenomene dinamice în conducte . . . . .	92
2.1.7. Calculul procesului de admisiune . . . . .	96
2.2. Schimbarea gazelor la motoarele în doi timpi . . . . .	99
Bibliografie . . . . .	103
3. Procesul de comprimare . . . . .	105
3.1. Necesitatea procesului de comprimare . . . . .	105
3.2. Investigația procesului de comprimare . . . . .	111
3.3. Influențe asupra procesului de comprimare . . . . .	115



3.4.	Calculul transferului convectiv de căldură . . . . .	116
3.5.	Calculul procesului de comprimare . . . . .	122
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	124
	<b>4. Bazele fizico-chimice ale formării amestecului și arderii.</b> . . . .	125
4.1.	Jetul de combustibil . . . . .	125
4.2.	Vaporizarea combustibilului . . . . .	135
4.3.	Mișcările fluidului motor din cilindru . . . . .	140
4.3.1.	Caracterizarea mișcărilor din cilindru. Investigația experimentală . . . . .	140
4.3.2.	Mișcarea turbulentă . . . . .	142
4.3.3.	Mișcarea axială . . . . .	145
4.3.4.	Mișcarea de rotație . . . . .	146
4.3.5.	Mișcarea radială . . . . .	151
4.4.	Proprietățile combustibililor, determinante pentru procesele de amestecare, autoaprindere și ardere . . . . .	153
4.5.	Termodinamica arderii . . . . .	162
4.6.	Cinetica arderii . . . . .	171
4.7.	Fizica arderii . . . . .	179
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	184
	<b>5. Arderea în motorul cu aprindere prin scinteie</b> . . . . .	186
5.1.	Tipurile arderii . . . . .	186
5.2.	Arderea normală . . . . .	186
5.2.1.	Investigația experimentală . . . . .	186
5.2.2.	Teoria explicativă a arderii normale . . . . .	192
5.3.	Arderea cu detonație . . . . .	198
5.3.1.	Investigația experimentală . . . . .	199
5.3.2.	Teoria explicativă a arderii cu detonație . . . . .	200
5.4.	Arderea inițiată de aprinderi secundare . . . . .	204
5.5.	Influențe asupra arderii în MAS . . . . .	206
5.5.1.	Influențele factorilor de stare . . . . .	206
5.5.2.	Influențele factorilor funcționali . . . . .	214
5.5.3.	Influențele factorilor constructivi . . . . .	220
5.5.4.	Influența naturii combustibilului . . . . .	228
5.6.	Calculul procesului de ardere . . . . .	232
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	238
	<b>6. Arderea în motorul cu aprindere prin comprimare.</b> . . . .	240
6.1.	Investigația experimentală . . . . .	240
6.2.	Teoria explicativă a autoaprinderii și arderii . . . . .	244
6.3.	Controlul arderii în MAC. . . . .	248
6.4.	Influențe asupra arderii în MAC. . . . .	250
6.4.1.	Influențele factorilor de stare . . . . .	250
6.4.2.	Influențele factorilor funcționali . . . . .	252
6.4.3.	Influențele factorilor constructivi . . . . .	254
6.4.4.	Influența naturii combustibilului . . . . .	280
6.5.	Calculul procesului de ardere . . . . .	282
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	284
	<b>7. Procesul de destindere.</b> . . . .	286
7.1.	Durata procesului de destindere. Investigația experimentală . . . . .	286
7.2.	Fenomene caracteristice . . . . .	287

7.3.	Influențe asupra procesului de destindere . . . . .	288
7.4.	Calculul parametrilor de stare la sfârșitul destinderii . . . . .	288
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	290
	<b>8. Calculul indicilor de perfecțiune ai ciclului și determinarea dimensiunilor fundamentale ale motorului.</b> . . . .	291
8.1.	Trasarea diagramei indicate . . . . .	291
8.2.	Calculul presiunii medii indicate (lucrul mecanic specific indicat) . . . . .	292
8.3.	Calculul randamentului și consumului specific indicat . . . . .	295
8.4.	Bilanțul termic al motorului . . . . .	295
8.5.	Calculul dimensiunilor fundamentale . . . . .	298
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	302
	<b>9. Caracteristicile motoarelor.</b> . . . .	303
9.1.	Condiții de determinare . . . . .	303
9.2.	Caracteristici de reglaj . . . . .	309
9.2.1.	Caracteristica de consum orar de combustibil . . . . .	310
9.2.2.	Caracteristica de avans . . . . .	311
9.2.3.	Caracteristica de detonație . . . . .	313
9.3.	Caracteristica de pierderi . . . . .	314
9.4.	Caracteristica de sarcină . . . . .	318
9.5.	Caracteristicile de turație . . . . .	319
9.5.1.	Caracteristica de turație la sarcină totală . . . . .	319
9.5.2.	Caracteristica relativă de turație . . . . .	323
9.5.3.	Caracteristica de turație la sarcini parțiale . . . . .	324
9.6.	Caracteristici diverse . . . . .	326
9.6.1.	Caracteristica de propulsie . . . . .	326
9.6.2.	Caracteristici complexe . . . . .	329
9.7.	Corectarea caracteristicilor . . . . .	329
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	331

## Partea a doua

### DINAMICA, CONSTRUCȚIA ȘI CALCULUL MECANISMULUI MOTOR

	<b>10. Forțele și momentele din mecanismul motor. Ordinea de aprindere</b> . .	334
10.1.	Cinematica mecanismului bielă-manivelă . . . . .	334
10.2.	Forța de presiune a gazelor . . . . .	340
10.3.	Forțele de inerție . . . . .	341
10.4.	Forțele din mecanismul motor . . . . .	344
10.5.	Momentul motor . . . . .	347
10.6.	Programarea calculului forțelor și momentelor pe calculatorul numeric . . . . .	350
10.7.	Diagrama polară a fusului maneton și a fusului palier . . . . .	350
10.8.	Ordinea de aprindere . . . . .	353
10.8.1.	Steaua manivelor și ordinea de aprindere la motoarele în patru timpi, în linie . . . . .	353
10.8.2.	Steaua manivelor și ordinea de aprindere la motoarele în doi timpi, în linie . . . . .	356
10.8.3.	Steaua manivelor și ordinea de aprindere la motoarele în patru timpi, în V . . . . .	357
10.9.	Uniformizarea mișcării arborelui cotit . . . . .	360
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	363



11. Echilibrarea motoarelor . . . . .	364
11.1. Cauzele dezechilibrării motoarelor . . . . .	364
11.2. Echilibrarea motorului monocilindric . . . . .	367
11.3. Echilibrarea motoarelor policilindrice în linie . . . . .	370
11.3.1. Echilibrarea forțelor $F_R$ . . . . .	370
11.3.2. Echilibrarea momentelor forțelor $F_R$ . . . . .	370
11.3.3. Echilibrarea forțelor $F_A$ . . . . .	374
11.3.4. Echilibrarea momentelor forțelor $F_A$ . . . . .	381
11.4. Echilibrarea motoarelor policilindrice în V, în patru timpi . . . . .	383
11.4.1. Echilibrarea forțelor $F_R$ . . . . .	384
11.4.2. Echilibrarea forțelor $F_A$ . . . . .	384
11.4.3. Echilibrarea momentelor forțelor $F_R$ și $F_A$ . . . . .	387
11.4.4. Aplicație . . . . .	387
Bibliografie . . . . .	393
12. Grupul piston. . . . .	394
12.1. Pistonul . . . . .	394
12.1.1. Analiza funcțională . . . . .	394
12.1.1.1. Deformarea pistonului sub acțiunea forțelor . . . . .	394
12.1.1.2. Bătaia pistonului . . . . .	395
12.1.1.3. Starea termică a pistonului . . . . .	396
12.1.1.4. Ungerea, frecarea și uzarea pistonului . . . . .	401
12.1.1.5. Evacuarea căldurii din piston . . . . .	402
12.1.1.6. Masa pistonului . . . . .	405
12.1.1.7. Investigația experimentală a pistonului . . . . .	406
12.1.2. Construcția pistonului . . . . .	410
12.1.3. Materiale pentru pistoane . . . . .	417
12.1.4. Calculul pistonului . . . . .	422
12.1.5. Precizia fabricației . . . . .	424
12.2. Bolțul (axul pistonului) . . . . .	426
12.2.1. Analiza funcțională . . . . .	426
12.2.2. Construcția bolțului . . . . .	427
12.2.3. Materiale . . . . .	429
12.2.4. Calculul bolțului . . . . .	430
12.2.5. Precizia fabricației . . . . .	436
12.3. Segmentii . . . . .	436
12.3.1. Analiza funcțională . . . . .	437
12.3.1.1. Eficiența sistemului de etanșare la gaz . . . . .	437
12.3.1.2. Regimul termic al segmentului . . . . .	441
12.3.1.3. Frecarea și ungerea segmentului . . . . .	442
12.3.1.4. Etanșarea la ulei . . . . .	444
12.3.1.5. Distribuția presiunii la periferia segmentului . . . . .	446
12.3.1.6. Vibrația segmentului . . . . .	447
12.3.1.7. Siguranța în funcționare și uzarea segmentului . . . . .	450
12.3.2. Construcția segmentilor . . . . .	453
12.3.3. Materiale pentru segmenti . . . . .	458
12.3.4. Calculul segmentilor . . . . .	461
12.3.5. Precizia de fabricație . . . . .	475
Bibliografie . . . . .	475
13. Biela. . . . .	477
13.1. Analiza funcțională . . . . .	477
13.2. Construcția bieiei . . . . .	479

13.3. Materiale pentru bielă . . . . .	486
13.4. Calculul bieiei . . . . .	488
13.5. Precizia fabricației . . . . .	499
Bibliografie . . . . .	499
14. Arborele cotit . . . . .	500
14.1. Analiza funcțională . . . . .	501
14.2. Construcția arborelui cotit . . . . .	508
14.3. Materiale . . . . .	516
14.4. Calculul arborelui cotit . . . . .	520
14.4.1. Verificarea fusurilor la presiune și la încălzire . . . . .	521
14.4.2. Verificarea la oboseală . . . . .	522
14.4.3. Verificarea la vibrații torsionale . . . . .	533
14.5. Precizia fabricației . . . . .	561
Bibliografie . . . . .	562
15. Părțile fixe ale mecanismului motor . . . . .	563
15.1. Carcasa motorului . . . . .	563
15.2. Chiulasa . . . . .	575
15.3. Deformarea și uzarea cilindrilor . . . . .	578
15.4. Aliaje antifricțiune . . . . .	584
Bibliografie . . . . .	589

### Partea a treia

### SISTEMELE AUXILIARE

16. Sistemul de distribuție a gazelor . . . . .	592
16.1. Mecanismul de distribuție prin supape . . . . .	592
16.1.1. Elemente componente. Transmiterea mișcării . . . . .	592
16.1.2. Supapa . . . . .	596
16.1.3. Bucșa de ghidare și scaunul supapei . . . . .	601
16.1.4. Jocul termic . . . . .	602
16.1.5. Organele de acționare a supapei . . . . .	603
16.1.6. Soluții constructive pentru modificarea fazelor de distribuție și a înălțimii de ridicare a supapei . . . . .	612
16.1.7. Calculul mecanismului de distribuție . . . . .	615
16.2. Colectoare de gaze . . . . .	627
16.3. Amortizoare de zgomot . . . . .	629
Bibliografie . . . . .	633
17. Alimentarea motoarelor cu combustibil prin carburație . . . . .	634
17.1. Carburatorul elementar . . . . .	634
17.2. Comportarea carburatorului elementar față de cerințele formării amestecului . . . . .	644
17.3. Dispozitivele carburatorului elementar . . . . .	646
17.3.1. Dispozitive pentru regimurile sarcinilor mijlocii . . . . .	646
17.3.2. Dispozitivul de mers în gol și în sarcini mici . . . . .	653
17.3.3. Dispozitive pentru regimurile sarcinilor mari . . . . .	655
17.3.4. Pompa de accelerare . . . . .	657
17.3.5. Dispozitive pentru pornirea la rece . . . . .	659
17.3.6. Carburatoare multiple . . . . .	662
17.3.7. Limitatoare de turație . . . . .	664



17.3.8.	Orificii calibrate pentru carburatoare . . . . .	666
17.3.9.	Corector altimetric . . . . .	667
17.3.10.	Dispozitiv de prevenire a givrajului . . . . .	668
17.4.	Carburatoarele W-211 și W-207 fabricate în România . . . . .	668
17.5.	Carburatorul Solex 40 RAIP . . . . .	670
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	671
	<b>18. Alimentarea motoarelor cu combustibil prin injecție</b> . . . . .	672
18.1.	Instalația de alimentare cu combustibil . . . . .	672
18.2.	Injectorul . . . . .	674
18.3.	Pompa de injecție . . . . .	682
18.3.1.	Pompa de injecție cu piston-sertar . . . . .	685
18.3.2.	Pompa de injecție cu distribuitor rotativ . . . . .	690
18.3.3.	Caracteristica de debit . . . . .	694
18.3.4.	Dimensionarea pompei cu piston-sertar . . . . .	697
18.4.	Conductele de combustibil . . . . .	698
18.5.	Pompa de alimentare . . . . .	699
18.6.	Reglatoare . . . . .	701
18.6.1.	Necesitatea regulatorului . . . . .	701
18.6.2.	Reglatoarele mecanice sau centrifugale . . . . .	703
18.7.	Fenomene perturbatorii în sistemul de injecție . . . . .	707
18.7.1.	Influența undelor de presiune asupra procesului de injecție . . . . .	707
18.7.2.	Influența compresibilității combustibilului asupra procesului de injecție . . . . .	712
18.7.3.	Coxarea injectorului . . . . .	713
18.7.4.	Golurile de combustibil din conducte . . . . .	714
18.8.	Injecția de benzină . . . . .	717
18.9.	Încercarea sistemelor de injecție . . . . .	722
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	724
	<b>19. Sistemul de ungere</b> . . . . .	727
19.1.	Alegerea uleiului . . . . .	727
19.2.	Sisteme de ungere . . . . .	734
19.3.	Elementele componente ale sistemului de ungere . . . . .	738
19.4.	Consumul de ulei și controlul sistemului de ungere . . . . .	744
19.5.	Calculul sistemului de ungere . . . . .	749
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	758
	<b>20. Sistemul de filtrare</b> . . . . .	759
20.1.	Indicii de eficiență ai filtrării . . . . .	759
20.2.	Elemente din teoria filtrării . . . . .	762
20.3.	Construcția și calculul filtrelor . . . . .	770
20.3.1.	Filtre de aer . . . . .	770
20.3.2.	Filtre de combustibil . . . . .	772
20.3.3.	Filtre de ulei . . . . .	775
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	781
	<b>21. Sistemul de răcire</b> . . . . .	783
21.1.	Necesitatea sistemului de răcire . . . . .	783
21.2.	Răcirea cu lichid . . . . .	784
21.2.1.	Aspecte funcționale . . . . .	784
21.2.2.	Radiatorul . . . . .	789
21.2.3.	Supapa de siguranță . . . . .	795
21.2.4.	Pompa de lichid . . . . .	796

21.2.5.	Circuitul de aer . . . . .	799
21.3.	Răcirea cu aer . . . . .	802
21.4.	Reglarea sistemului de răcire . . . . .	811
21.5.	Sisteme de răcire . . . . .	815
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	816
	<b>22. Sistemul de supraalimentare</b> . . . . .	818
22.1.	Suflante cu rotor profilat . . . . .	818
22.2.	Suflanta centrifugă . . . . .	818
22.3.	Grupul turbosuflantă . . . . .	822
22.4.	Montarea suflantelor . . . . .	827
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	827
	<b>23. Pornirea motoarelor</b> . . . . .	829
23.1.	Turația de pornire . . . . .	829
23.2.	Lucrul mecanic de pornire . . . . .	830
23.3.	Pornirea motoarelor la temperaturi joase . . . . .	831
23.4.	Influența unor factori asupra pornirii . . . . .	832
23.5.	Procedee de pornire . . . . .	833
23.6.	Procedee auxiliare pentru ușurarea pornirii motorului . . . . .	834
23.7.	Încălzirea motorului după pornire . . . . .	837
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	838

*Partea a patra*

**NOȚIUNI DESPRE DEZVOLTAREA PERFORMANȚELOR MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE**

	<b>24. Indicii de perfecțiune ai motoarelor pentru autovehicule</b> . . . . .	840
24.1.	Indici de perfecțiune care determină costul unității de energie . . . . .	840
24.2.	Indici constructivi . . . . .	844
24.3.	Indici de exploatare și confort . . . . .	848
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	849
	<b>25. Economia de combustibil</b> . . . . .	850
25.1.	Căile reducerii consumului de combustibil . . . . .	850
25.2.	Reducerea consumului specific efectiv de combustibil la MAS . . . . .	853
25.3.	Motoare diesel rapide pentru autoturisme . . . . .	870
25.4.	Clase noi de combustibil . . . . .	880
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	883
	<b>26. Poluarea chimică și sonoră a aerului produsă de motoarele pentru autovehicule</b>	
26.1.	Substanțe nocive emise de motor . . . . .	885
26.2.	Originea substanțelor nocive din gazele de evacuare ale MAS-ului . . . . .	887
26.3.	Originea substanțelor nocive din gazele de evacuare ale MAC-ului . . . . .	893
26.4.	Mijloace de reducere a emisiunilor poluante . . . . .	894
26.4.1.	Soluții pentru MAS . . . . .	894
26.4.2.	Soluții pentru MAC . . . . .	901
26.5.	Controlul organizat al emisiunilor poluante . . . . .	905
26.6.	Reducerea zgomotului produs de motor . . . . .	907
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	913



27.	Supraalimentarea motoarelor . . . . .	914
27.1.	Eficiența supraalimentării . . . . .	914
27.2.	Unele particularități ale motoarelor supraalimentate . . . . .	916
27.3.	Acordarea grupului turbosuflantă cu motorul diesel pentru autovehicule . . . . .	921
27.4.	Supraalimentarea MAS-ului pentru autoturismă . . . . .	924
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	924
28.	Calculul schimbului de gaze cu calculatoarele numerice . . . . .	926
28.1.	Particularitățile calculului . . . . .	926
28.2.	Compoziția și energia internă a amestecului momentan de gaze . . . . .	927
28.3.	Ecuatiile de curgere prin orificiile controlate de supape . . . . .	933
28.4.	Condiții la limită în poarta supapei . . . . .	936
28.5.	Condiții la limită în cilindru . . . . .	939
28.6.	Starea fluidului din cilindru în evoluțiile fără schimb de gaze . . . . .	941
28.7.	Posibilitățile metodei de calcul . . . . .	945
	<i>Ribliografie</i> . . . . .	945
29.	Proiectarea de concepție și cercetarea științifică a motorului pentru autovehicule	
29.1.	Formula constructivă a motorului . . . . .	946
29.2.	Proiectarea de concepție a motorului . . . . .	946
29.3.	Unele particularități ale formulei constructive . . . . .	955
29.4.	Regimurile funcționale pentru calculul de proiectare . . . . .	959
29.5.	Cercetarea științifică în domeniul motoarelor pentru autovehicule . . . . .	964
	<i>Bibliografie</i> . . . . .	969
	<b>Anexa 1.</b> Program pentru calculul forțelor și momentelor din mecanismul motor . . . . .	971
	<b>Anexa 2.</b> Cu privire la unitățile de măsură . . . . .	976
	* * * Motoare pentru autovehicule rutiere. Secțiuni longitudinale și transversale . . . . .	979

## PARTEA ÎNTÎI

# PROCESE TERMICE



Clasificarea motoarelor cu ardere internă

	Criteriul de clasificare	Denumirea motoarelor
1	Procedeul de aprindere a combustibilului	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor cu aprindere prin scînteie;</li> <li>— motor cu aprindere prin comprimare (motor diesel);</li> <li>— motor diesel-gaz;</li> <li>— motor cu aprindere prin suprafață caldă.</li> </ul>
2	Modul de realizare a ciclului sau numărul de rotații ale arborelui cotit în care se realizează ciclul motor	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor în doi timpi sau cu ciclul în o rotație;</li> <li>— motor în patru timpi sau cu ciclul în două rotații.</li> </ul>
3	Starea de agregare a combustibilului	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor cu combustibil gazos;</li> <li>— motor cu combustibil lichid;</li> <li>— motor cu combustibil gazos și lichid.</li> </ul>
4	Numărul de combustibili utilizați	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor monocarburant;</li> <li>— motor policarburant.</li> </ul>
5	Locul de formare a amestecului aer-combustibil	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor cu formarea amestecului în exteriorul cilindrului;</li> <li>— motor cu formarea amestecului în interiorul cilindrului.</li> </ul>
6	Procedeul de formare a amestecului aer-combustibil	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor cu carburator;</li> <li>— motor cu injecție de combustibil;</li> <li>— motor cu amestecător.</li> </ul>
7	Numărul compartimentelor camerei de ardere	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor cu cameră de ardere unitară;</li> <li>— motor cu cameră de ardere divizată.</li> </ul>
8	Procedeul de admisiune	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor cu admisiune normală;</li> <li>— motor cu admisiune forțată (motor supraalimentat).</li> </ul>
9	Natura agentului de răcire	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor răcit cu lichid</li> <li>— motor răcit cu aer</li> </ul>
10	Procedeul de acționare a pistonului de către fluidul motor	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor cu simplă acțiune;</li> <li>— motor cu dublă acțiune.</li> </ul>
11	Sensul de rotație	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor cu rotație într-un singur sens;</li> <li>— motor reversibil.</li> </ul>
12	Viteza medie a pistonului	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor lent;</li> <li>— motor semirapid;</li> <li>— motor rapid.</li> </ul>
13	Numărul de cilindri	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor monocilindric;</li> <li>— motor policilindric.</li> </ul>
14	Dispoziția relativă a cilindrilor	<ul style="list-style-type: none"> <li>— motor în linie;</li> <li>— motor în V;</li> <li>— motor în evantai;</li> <li>— motor în X;</li> <li>— motor în stea simplă;</li> <li>— motor în stea multiplă;</li> <li>— motor cu două linii de cilindri;</li> <li>— motor în H;</li> <li>— motor cu cilindri jumelați;</li> <li>— motor cu pistoane opuse.</li> </ul>

## 1.

## NOȚIUNI INTRODUCTIVE

## 1.1. DEFINIȚII ȘI PRINCIPII DE FUNCȚIONARE

Motorul cu ardere internă cu piston este un motor termic\* la care produsele arderii intră în compoziția fluidului motor, iar evoluțiile acestuia se realizează prin intermediul unui piston, a cărui mișcare alternativă în interiorul unui cilindru se transformă în mișcare de rotație de către mecanismul bielă-manivelă\*\*.

În prezent, după aproape un secol de dezvoltare a motorului cu ardere internă pentru autovehicule, există o mare varietate de motoare, care impune clasificarea lor (tab. 1.1). Criteriul cel mai important de clasificare este procedeul de aprindere a combustibilului, deoarece diferențiază motoarele cu ardere internă, în clase care comportă mari deosebiri din punct de vedere funcțional (mod de formare a amestecului și de ardere a acestuia, procedeul de reglare a sarcinii etc.), din punct de vedere constructiv (dimensiuni, masă, forme, soluții constructive), din punctul de vedere al exploatarei (ușurință în deservire, silențiozitate, funcționare liniștită, durabilitate etc.), din punctul de vedere al performanțelor tehnico-economice (randament, putere litrică, masă raportată etc.). După procedeul de aprindere, motoarele pentru autovehicule se împart în motoare cu aprindere prin scînteie, denumite prescurtat MAS și motoare cu aprindere prin comprimare, denumite prescurtat MAC.

Se numește MAS acel motor la care aprinderea combustibilului este produsă de o scînteie electrică.

Se numește MAC acel motor la care aprinderea combustibilului se datorează contactului dintre combustibil și aerul încălzit în prealabil prin comprimare în cilindru.

Un alt criteriu important de clasificare este acela care diferențiază motoarele după numărul de rotații ale arborelui cotit în care se realizează ciclul motor. Cele două clase în care se grupează motoarele potrivit acestui criteriu — motoare în doi și în patru timpi — sînt marcate de asemenea de deosebiri importante sub aspectul constructiv (motoare cu sau fără mecanism de distribuție etc.), funcțional (particularitățile schimbului de gaze, nivelu

\* Motorul termic transformă căldura produsă prin arderea unui combustibil în lucru mecanic, prin intermediul evoluțiilor unui fluid, numit fluid motor.

\*\* În lucrare, prin motor cu ardere internă se va înțelege motorul cu ardere internă cu piston.



Tabela 1.1 (continuare)

	Criteriul de clasificare	Denumirea motoarelor
15.	Poziția axelor cilindrilor față de verticală	— motor vertical; — motor înclinat; — motor orizontal.
16	Poziția axei cilindrului față de axa de rotație a arborelui cotit	— motor axat; — motor dezaxat.
17	Destinația motorului	— motor de autovehicul; — motor de tractor agricol; — motor de tracțiune feroviară; — motor naval; — motor de avion; — motor industrial (staționar sau transportabil).

termic al organelor în contact cu gazele fierbinți etc.), precum și al indicilor de performanță (putere litrică, masă raportată etc.).

Un motor cu ardere internă reprezintă o mașină complexă alcătuită dintr-un sistem elementar numit mecanismul motor, un ansamblu de sisteme auxiliare și din aparatura pentru controlul funcționării.

Mecanismul motor este alcătuit la rândul lui din două părți și anume: 1. partea mobilă numită mecanismul bielă-manivelă care cuprinde trei organe principale — pistonul, biela și arborele motor sau arborele cotit; 2. partea fixă care cuprinde cilindrul, chiulasa și carterul. *Ansamblul de sisteme auxiliare* cuprinde: sistemul de distribuție, sistemul de alimentare cu combustibil, sistemul de aprindere, sistemul de răcire, sistemul de ungere, sistemul de filtrare, sistemul de pornire și uneori sistemul de supraalimentare. *Aparatura de control* este alcătuită din termometre, manometre, turometru etc.

Schema motorului monocilindric din figura 1.1 cuprinde mecanismul motor și sistemul de distribuție. În cilindrul 1 se deplasează pistonul 2 legat de arborele cotit 3 prin intermediul bielei 4. Cilindrul este închis la un capăt (partea superioară) de chiulasa 5, în care sînt practicate trei orificii. Două dintre orificii sînt controlate fiecare de către o supapă: supapa de admisiune SA și supapa de evacuare SE. Fiecare supapă este comandată de o camă fixată pe arborele de distribuție AD (arborele cu came). Orificiile din chiulasă, controlate de supape, sînt în comunicație cu mediul ambiant prin conducta de admisiune 6 și conducta de evacuare 7. În cel de-al treilea orificiu se montează bujia 8 (pentru motorul cu aprindere prin scînteie) sau injectorul (pentru motorul cu aprindere prin comprimare). Celălalt capăt al cilindrului (partea inferioară) se fixează pe carterul

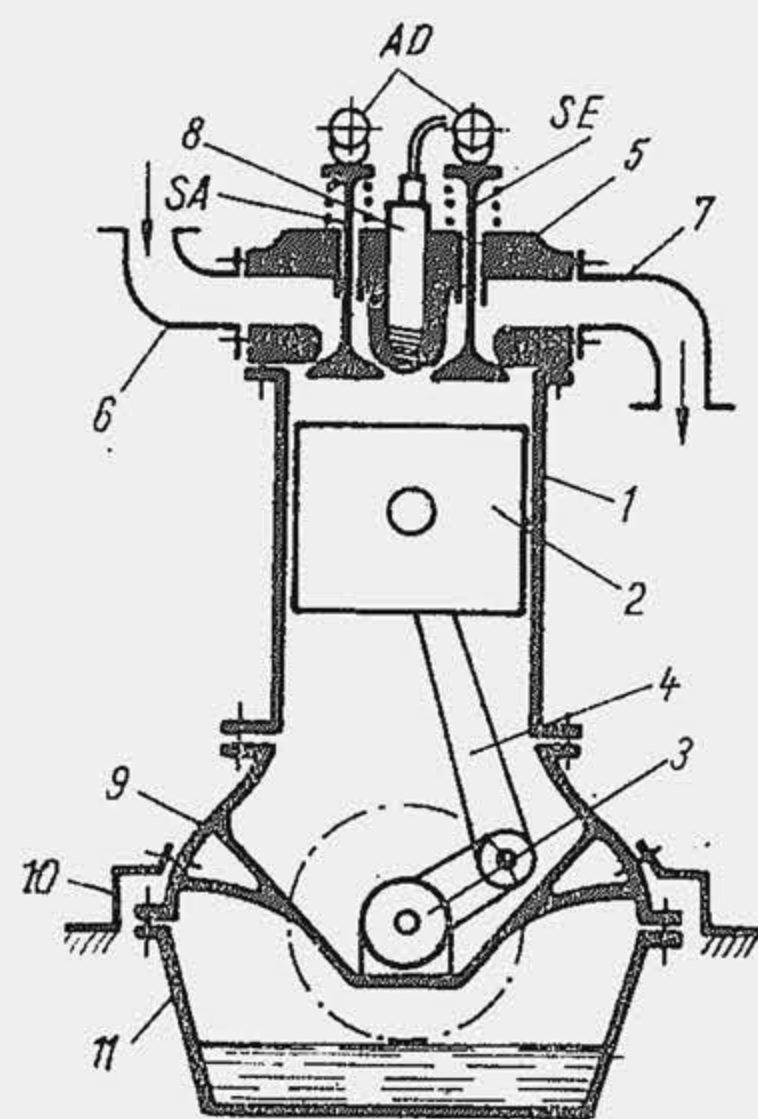


Fig. 1.1 Schema de principiu a unui motor în patru timpi cu un cilindru.

motorului, format în general din două părți: carterul superior 9 de care se suspendă lagărele arborelui cotit și pe care se fixează reazemele 10 prin intermediul cărora motorul se prinde pe șasiul autovehiculului; carterul inferior 11 în care se găsește uleiul de ungere (baia de ulei).

În timpul funcționării, pistonul se deplasează între două poziții limită, numite *puncte moarte* (puncte în care viteza pieselor cu mișcare de translație este nulă). Poziția pistonului care corespunde volumului minim ocupat de fluidul motor în cilindru se numește *punct mort interior* și se notează prescurtat *p<sub>mi</sub>*; poziția pistonului care corespunde volumului maxim ocupat de fluidul motor în cilindru se numește *punct mort exterior* și se notează *p<sub>me</sub>*.

Spațiul parcurs de piston între cele două puncte moarte se numește *cursa pistonului*; se notează cu *S*. Volumul generat prin deplasarea pistonului în cursa *S* se numește *cilindree unitară* sau simplu *cilindree*; se notează cu *V<sub>s</sub>*. Diametrul cilindrului se numește *alezaj*; se notează cu *D*. Uzual *D* și *S* se măsoară în mm iar *V<sub>s</sub>* în litri sau dm<sup>3</sup>. Rezultă relația

$$V_s[l] = 10^{-6} \frac{\pi D^2}{4} S. \quad (1.1)$$

Motoarele pentru automobile sînt policilindrice. Suma cilindreeilor tuturor cilindrilor se numește *cilindree totală* sau *litraj*, se notează cu *V<sub>t</sub>* și se măsoară în l sau dm<sup>3</sup>. Se notează cu *i* numărul de cilindri și rezultă:

$$V_t[l] = i \cdot V_s. \quad (1.2)$$

Așezarea cilindrilor unor motoare policilindrice este arătată în figura 1.2. Volumul maxim ocupat de fluidul motor, cînd pistonul se află la *p<sub>me</sub>* se numește *volumul cilindrului* și se notează cu *V<sub>a</sub>* (v. fig. 1.4); volumul minim ocupat de gaze cînd pistonul se află la *p<sub>mi</sub>* se numește *volumul minim al camerei de ardere* și se notează cu *V<sub>c</sub>\**. Raportul dintre volumul *V<sub>a</sub>* și volumul *V<sub>c</sub>* se numește *raport de comprimare* (geometric sau volumetric) și se notează cu  $\epsilon$ . Evident că

$$\epsilon = V_a/V_c. \quad (1.3)$$

Volumul maxim ocupat de fluidul motor reprezintă suma:  $V_a = V_c + V_s$ . Ținînd seama de (1.3) se obțin următoarele relații frecvent folosite:

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{V_c}{V_a - V_c} = \frac{1}{\epsilon - 1} \quad (a); \quad \frac{V_a}{V_s} = \frac{V_a}{V_a - V_c} = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \quad (b). \quad (1.4)$$

Unghiul făcut de manivelă cu axa cilindrului se numește *unghi de rotație a arborelui cotit*, prescurtat unghiul RA și se notează cu  $\alpha$ . Originea unghiului  $\alpha$  se alege în *p<sub>mi</sub>*. Se observă că o cursă completă a pistonului corespunde la un unghi  $\alpha$  de 180°; pentru  $\alpha = 360^\circ$  RA, arborele cotit efectuează o rotație completă, iar pistonul parcurge două curse. Numărul de rotații efectuat de

\* Camerele de ardere, la motoarele cu ardere internă, sînt camere de volum variabil (arderea nu decurge instantaneu) de aceea, denumirea curentă — volumul camerei de ardere, care se atribuie volumului *V<sub>c</sub>* trebuie înțeleasă ca o denumire prescurtată.



## I MOTOARE IN LINIE

### 1. Cu un singur rînd de cilindri



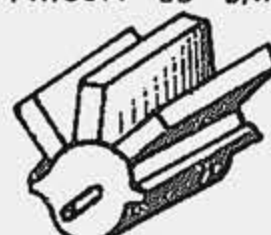
### 2. Cu două rînduri de cilindri



### a. Cu cilindri în V

### b. Cu cilindri opuși

### 3. Cu trei rînduri de cilindri



### Cu cilindri în evantai

### 4. Cu patru rînduri de cilindri



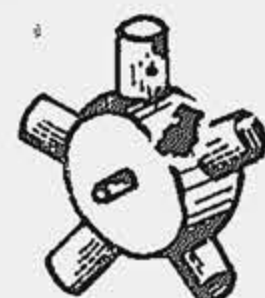
### Cu cilindri în X



### Cu cilindri în H orizontal

## II MOTOARE IN STEA

### Cu cilindri în stea simplă



### Cu cilindri în dublă stea

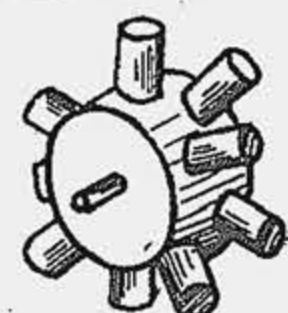


Fig. 1.2 Așezarea cilindrilor la motoarele policilindrice

arborele cotit într-un minut se numește *viteză de rotație, turația arborelui cotit, turația motorului* sau pe scurt *turație*; se notează cu  $n$  și se măsoară în rotații pe minut. Între unghiul  $\alpha$ , turația  $n$  și timpul  $\tau$  există o relație de dependență:  $n$  rotații se efectuează într-un minut, o rotație, adică  $360^\circ$  RA, se efectuează în  $60/n$  secunde; deci  $1^\circ$  RA se efectuează în  $1/6n$  secunde, iar  $\alpha^\circ$  RA se efectuează într-un timp  $\tau$  de  $\alpha$  ori mai mare, adică:

$$\tau [s] = \alpha / 6n. \quad (1.5)$$

Se numește *viteză medie a pistonului*  $\bar{W}_p$ , acea viteză constantă cu care pistonul ar parcurge două curse succesive  $2S$ , în intervalul de timp  $60/n$  [s] în care arborele cotit efectuează o rotație. Deci cu  $S$  în mm, rezultă

$$\bar{W}_p [m/s] = 10^{-3} S n / 30. \quad (1.6)$$

Motoarele se clasifică astfel în raport cu viteza medie a pistonului: motoare lente la care  $\bar{W}_p = 4 \dots 6,5$  m/s; motoare semirapide, la care  $\bar{W}_p = 6,5 \dots 10$  m/s; motoare rapide (motoarele pentru autovehicule și tractoare) la care  $\bar{W}_p = 10 \dots 17$  m/s.

Dacă turația este constantă, o măsură a unui interval de timp poate fi atât secunda cât și unghiul  $\alpha$ . Desfășurarea în timp a proceselor de lucru din motor se urmărește mai convenabil în funcție de unghiul  $\alpha$ , deoarece ea se corelează direct cu poziția mecanismului motor, cu durata ciclului motor.

Succesiunea proceselor care se repetă periodic în cilindrul unui motor se numește *ciclul motor*. Partea din ciclul motor care se efectuează într-o cursă a pistonului se numește *timp*. Un motor care execută un ciclu complet în patru curse se numește *motor în patru timpi*; dacă ciclul se execută în două curse se numește *motor în doi timpi*. Se observă că pentru efectuarea unui ciclu motor, la motoarele în patru timpi sînt necesare două rotații ale arborelui cotit, iar la motoarele în doi timpi o rotație a arborelui cotit.

Dacă se notează cu  $v$  numărul de timpi ai motorului, expresia generală a numărului de cicli  $n_c$  în unitatea de timp este

$$n_c [cl/min] = n / (v/2) \quad (a); \quad n_c [cl/s] = n / 30v \quad (b). \quad (1.7)$$

Realizarea unui ciclu motor pretinde înainte de toate să se introducă în cilindru fluid proaspăt (aer sau amestec de aer cu combustibil); admiterea fluidului proaspăt în cilindru reprezintă *procesul de admisiune* sau *admișiunea*. Eliberarea energiei chimice a combustibilului are loc în *procesul de ardere* sau *arderea*. Pentru a mări eficiența procesului de ardere sau eficiența economică a ciclului motor, între procesul de admisiune și procesul de ardere se interpune un *proces de comprimare*, comprimarea prealabilă a fluidului motor. Lucrul mecanic util se obține prin acțiunea gazelor de ardere asupra pistonului în cursa de destindere. După încheierea arderii are loc *procesul de destindere* a gazelor sau *destinderea*. În fine, pentru reluarea ciclului motor, gazele de ardere se îndepărtează din cilindru. Eliminarea gazelor de ardere din cilindru reprezintă *procesul de evacuare* sau *evacuarea*. Procesele de evacuare și de admisiune se numesc la un loc *procesele de schimbare a gazelor* sau *schimbarea gazelor*. Toate procesele care alcătuiesc ciclul motor se numesc *proces termice*.

La motoarele în patru timpi, procesele termice, cu excepția arderii, coincid aproximativ cu cursele pistonului, de aici denumirile corespunzătoare pentru cele patru curse sau timpi: *cursa (timpul) de admisiune*, *cursa (timpul) de comprimare*, *cursa (timpul) de destindere*, *cursa (timpul) de evacuare*. Procesul de ardere se efectuează parțial în cursa de comprimare ( $\approx 1/3$ ), parțial în cursa de destindere ( $\approx 2/3$ ).

Desfășurarea proceselor termice se urmărește prin înregistrarea variației presiunii din cilindru în raport cu timpul  $\tau$ , cel mai adesea cu unghiul  $\alpha$  sau cu volumul cilindrului  $V$ . Reprezentările grafice ale variației presiunii în funcție de una dintre cele trei variabile se numesc *diagrame indicate*, deoarece se obțin cu ajutorul unui instrument numit indicator. Diagramele  $p-\tau$  sau  $p-\alpha$  se numesc *diagrame indicate desfășurate*. În figura 1.3 se arată diagrama desfășurată a ciclului unui MAS în patru timpi, în funcție de unghiul  $\alpha$ ; ca origine a presiunii s-a ales presiunea mediului ambiant. Pe diagramă sînt menționate procesele de lucru și cursele pistonului în succesiunea lor. Se observă că procesele de admisiune și evacuare depășesc cu mult cursele corespunzătoare, iar procesele de comprimare și destindere se desfășoară pe intervale mai mici decît  $180^\circ$  RA. MAS-ul funcționează astfel. În cursa de admisiune, datorită depresiunii create prin deplasarea pisto-



## 1.2. PRINCIPII DE FORMARE A AMESTECULUI COMBUSTIBIL-AER. CALITATEA AMESTECULUI

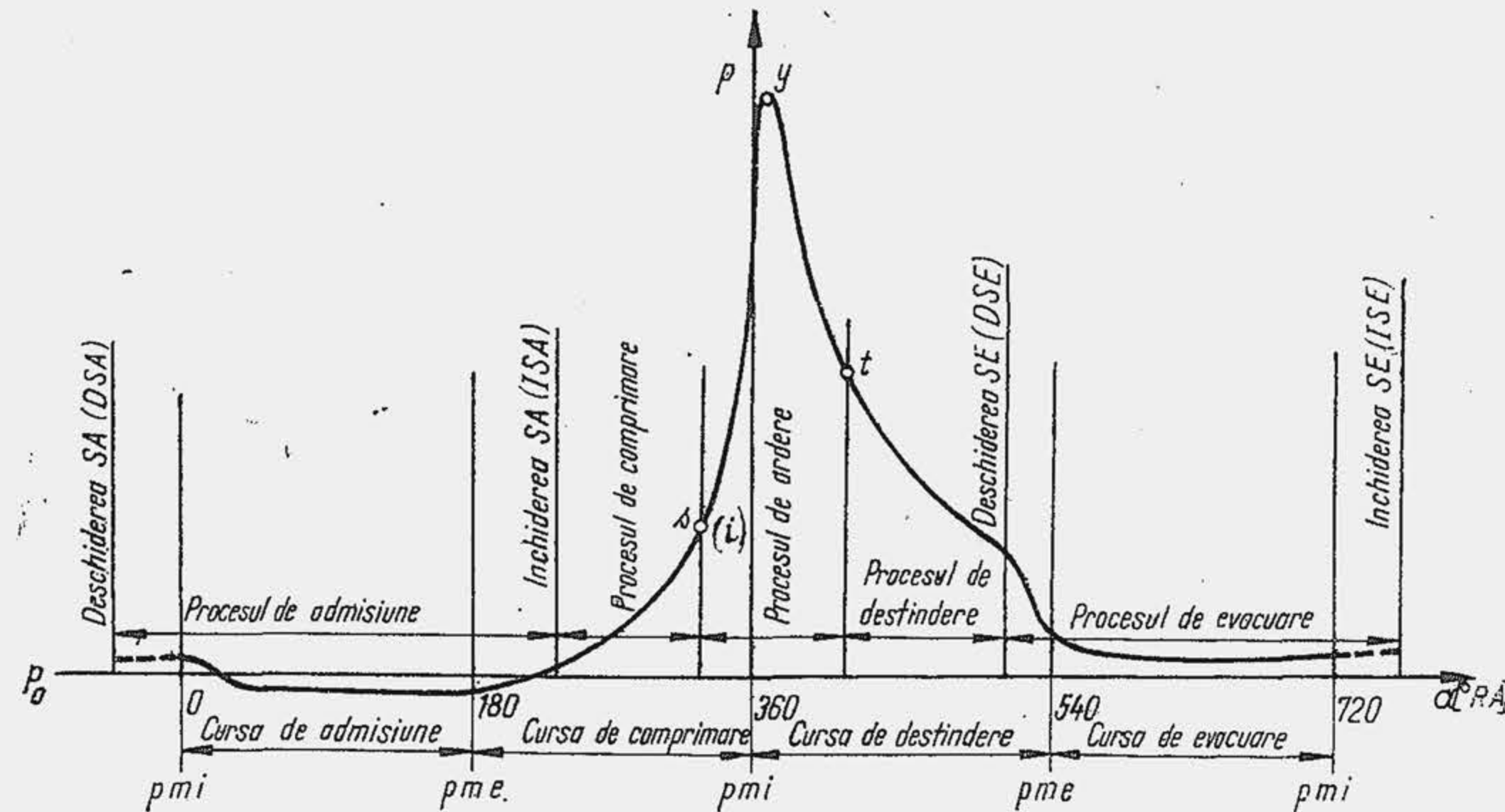


Fig. 1.3 Diagrama desfășurată a ciclului MAS

nului, se admite în cilindru fluid proaspăt format din aer și combustibil în stare de vapori; presiunea în cilindru se menține sub nivelul presiunii atmosferice. Originea procesului de admisiune se consideră momentul în care SA începe să se ridice de pe sediu, eliberând orificiul controlat; acest moment se situează înaintea  $p_{mi}$ . Procesul de admisiune se încheie cu o oarecare întârziere față de  $p_{me}$ , în momentul în care SA s-a așezat pe sediu. În cursa următoare, amestecul inițial, adică fluidul proaspăt împreună cu gazele reziduale (gaze de ardere care rămân în cilindru din ciclul precedent, golirea cilindrului de gazele de ardere fiind, în general, incompletă), este comprimat pînă la presiunea de 9...14 daN/cm<sup>2</sup>. Spre sfîrșitul cursei de comprimare se declanșează scînteia (punctul s) care aprinde amestecul. Arderea se desfășoară în timp și durează din punctul s pînă în punctul t, la început cu o creștere însemnată de presiune (pînă în punctul y), apoi cu reducere de presiune. Procesul de destindere se desfășoară din punctul t, pînă spre sfîrșitul cursei de destindere, cînd SE se ridică de pe sediu. Procesul de evacuare se desfășoară din momentul deschiderii SE pînă în momentul închiderii SE, suprapunîndu-se parțial spre sfîrșitul ciclului cu procesul de admisiune din ciclul următor. Din cele patru curse ale pistonului doar una este destinată producerii de lucru mecanic, și anume cursa de destindere, din care cauză ea a primit denumirea de *cursă activă*, iar timpul corespunzător ei, *timp motor*. Această împrejurare a generat ideea reducerii numărului de timpi care nu servesc la producerea de lucru mecanic și a condus la realizarea motoarelor în doi timpi.

MAC-ul în patru timpi comportă aceeași succesiune de procese, cu următoarele deosebiri principale: 1) fluidul proaspăt admis în cilindru este constituit numai din aer; 2) gradul de comprimare prealabilă a amestecului este mult mai ridicat, spre sfîrșitul cursei de comprimare (punctul i, fig. 1.3) atingîndu-se presiuni de 30...40 daN/cm<sup>2</sup>; 3) în punctul i se injectează în cilindru un jet de combustibil fin pulverizat; 4) arderea este de un alt tip decît cel care are loc în MAS.

Formarea unui amestec omogen aer-combustibil reprezintă o cerință fundamentală a procesului de ardere, cînd motorul funcționează cu combustibil lichid. Omogenizarea amestecului în stare gazoasă se obține prin *pulverizarea* fină a combustibilului lichid, prin *vaporizarea* lui relativ rapidă și prin *amestecarea* lui cu aerul. Principial, pulverizarea combustibilului se realizează prin mărirea vitezei relative dintre combustibil (lichid) și aer. Cu cît viteza relativă dintre cele două fluide este mai mare, cu atît frecarea pe suprafața de contact, dintre vîna de combustibil și aer, devine mai importantă, intensificînd procesul de pulverizare a combustibilului în picături foarte mici. Mărirea vitezei relative dintre cele două fluide se produce pe două căi: 1) prin mărirea vitezei unui jet de combustibil în raport cu aerul — operația poartă numele de *injecție*; 2) prin mărirea vitezei unui curent de aer în raport cu vîna de combustibil — operația poartă numele de *carburație*. Aparatul care realizează pulverizarea combustibilului prin injecție se numește *injector*. Aparatul care realizează pulverizarea combustibilului prin carburație se numește *carburator*. Utilizarea unuia sau a altuia dintre cele două procedee de pulverizare este condiționată de natura combustibilului. Carburația este un procedeu simplu de pulverizare a combustibilului, dar nu s-a răspîndit decît la MAS întrucît combustibilul utilizat la aceste motoare — benzina — are foarte bune calități de vaporizare. Injecția de combustibil reprezintă un procedeu mai complex de pulverizare și s-a răspîndit în general la MAC, întrucît motorina se vaporizează greu.

Vaporizarea combustibilului la MAS începe în carburator, continuă în conductă și galeria de admisiune și se încheie în cilindrul motorului. Astfel, la MAS, amestecul aer-combustibil se realizează înainte de cilindru, de aceea aceste motoare se mai numesc și *motoare cu formarea amestecului în exterior*. La MAC vaporizarea combustibilului are loc în cilindrul motorului; la aceste motoare o altă soluție nici nu este posibilă, deoarece temperatura ridicată de fierbere a hidrocarburilor care alcătuiesc motorina nu poate fi atinsă decît în cilindrul motorului, spre sfîrșitul cursei de comprimare. Deci, la MAC amestecul aer-combustibil se realizează în cilindrul motorului, de aceea aceste motoare se mai numesc și *motoare cu formarea amestecului în interior*.

În amestecul combustibil-aer, combustibilul și aerul se află într-un raport determinat. Se numește *dozajul combustibilului în aer* și se notează cu  $d$ , raportul dintre masa combustibilului  $m_c$  și masa aerului  $m_a$  din amestec, adică

$$d = m_c / m_a \quad (1.8)$$

Pentru dirijarea arderii se utilizează aer în lipsă sau aer în exces față de aerul teoretic. Se numește aer teoretic sau aer minim, masa de aer cea mai mică  $m_{a \min}$  necesară pentru arderea teoretică completă a combustibilului (v. par. 4.5). Raportul  $m_c / m_{a \min} = d_t$  se numește *dozajul teoretic al combustibilului în aer*. Raportul  $d_t$  se definește și pe altă cale și anume ca raportul dintre masa de combustibil cea mai mare  $m_{c \max}$  care arde teoretic complet cu aerul disponibil, adică  $d_t = m_{c \max} / m_a$ . Se observă că

$$\frac{m_{c \max}}{m_a} \cdot \frac{m_c}{m_{a \min}} = 1 \text{ sau } \frac{m_a}{m_{a \min}} \cdot \frac{m_c}{m_{c \max}} = 1$$



Rapoartele  $m_a/m_{a \min}$  și  $m_c/m_{c \max}$  definesc *calitatea amestecului* sau *dozajul amestecului* deoarece reprezintă raportul în care se află masa aerului sau masa combustibilului din amestec față de o *masă de referință*, de aer, respectiv de combustibil. Primul raport se numește *coeficientul de dozaj al aerului*, se notează cu  $\lambda$  și reprezintă raportul dintre masa de aer disponibilă pentru ardere și masa minimă de aer necesară arderii teoretice complete. Al doilea raport se numește *coeficientul de dozaj al combustibilului*, se notează cu  $\tilde{\lambda}$  (lambda ondulat) și reprezintă raportul dintre masa de combustibil disponibilă pentru ardere și masa cea mai mare de combustibil care arde teoretic complet cu aerul din amestec. Rezultă:

$$\lambda = \frac{m_a}{m_{a \min}} (1.9); \quad \tilde{\lambda} = \frac{m_c}{m_{c \max}} (1.9^*); \quad \lambda = \frac{1}{\tilde{\lambda}} (1.9^{**})$$

Dacă  $m_a = m_{a \min}$  sau  $m_c = m_{c \max}$ , amestecul se numește *amestec teoretic*, iar dozajul amestecului se numește *dozaj teoretic*.

Dacă  $m_a > m_{a \min}$  sau  $m_c < m_{c \max}$  în amestec se găsește aer în exces ( $\lambda > 1$ ) sau combustibil în lipsă ( $\tilde{\lambda} < 1$ ). În acest caz amestecul se numește cu exces de aer sau *amestec sărac* (sărac în combustibil); dozajul amestecului se numește *dozaj sărac*.

Dacă  $m_a < m_{a \min}$  sau  $m_c > m_{c \max}$  în amestec se găsește aer în lipsă ( $\lambda < 1$ ) sau combustibil în exces ( $\tilde{\lambda} > 1$ ). În acest caz amestecul se numește cu lipsă de aer sau *amestec bogat* (bogat în combustibil); dozajul amestecului se numește *dozaj bogat*.

Se notează cu  $L$  [kg aer/kg comb.] masa disponibilă de aer pentru arderea a 1 kg combustibil și cu  $L_{\min}$  [kg aer/kg comb.], masa minimă de aer, necesară pentru arderea completă a 1 kg combustibil. În acest caz, relațiile (1.9) devin

$$\lambda = L/L_{\min} (1.10) \text{ sau } \tilde{\lambda} = L_{\min}/L (1.10^*).$$

Pentru arderea a 1 kg de combustibil este necesară o masă minimă de aer  $L_{\min} \approx 15$  kg (raportul de dozaj teoretic este  $d_i = 1:15 = 0,0666$ ). MAS-ul funcționează atât cu amestec sărac cât și cu amestec bogat ( $0,8 \leq \lambda \leq 1,2$  sau  $1,25 \geq \tilde{\lambda} \geq 0,83$ ); MAC-ul funcționează numai cu amestec sărac ( $\lambda = 1,25 \dots 1,6$ ). Dacă  $L_{\min} = 15$  atunci masa de aer din amestec, care corespunde valorilor menționate este:  $L = 12$  kg aer/kg comb. pentru  $\lambda = 0,8$ ;  $L = 24$  kg aer/kg. comb. pentru  $\lambda = 1,6$ . Deci MAC-ul necesită pentru arderea aceleiași cantități de combustibil (1 kg) o cantitate de aer dublă și rezultă că volumul cilindrului unui MAC trebuie să fie de două ori mai mare decât al unui MAS. Această particularitate dezavantajează esențial MAC-ul față de MAS. Tendința generală este ca MAC-ul să atingă performanța MAS-ului.

**Exemplul numeric nr. 1.1.** Să se determine coeficienții de dozaj pentru  $d_1 = 0,055$  și  $d_2 = 0,080$  știind că 1 kg de combustibil arde teoretic complet cu 15 kg de aer.

**R.** Se procedează pe două căi:

1) dacă  $m_a = 15$  kg, din relația (1.8) rezultă  $m_{a1} = 0,055 \cdot 15 = 0,825$  kg; din (1.9 \*) se obține  $\tilde{\lambda}_1 = 0,825:1 = 0,825$ ; din relația (1.9 \*\*) rezultă  $\lambda_1 = 1:0,825 = 1,21$ . În al doilea caz, procedînd la fel rezultă:  $m_{c2} = 1,2$  kg;  $\tilde{\lambda}_2 = 1,2:1 = 1,2$ ;  $\lambda_2 = 1:1,2 = 0,83$ ;

2) dacă  $m_c = 1$  kg, din relația (1.8) rezultă  $m_{a1} = 1:0,055 = 18,18$  kg; din relația (1.9) se obține  $\lambda_1 = 18,18:15 = 1,21$  iar din relația (1.9 \*\*)  $\tilde{\lambda}_1 = 1:1,21 = 0,825$ . În al doilea caz:  $m_{a2} = 12,5$  kg;  $\lambda_2 = 12,5:15 = 0,83$ ;  $\tilde{\lambda}_2 = 1,2$ .

### 1.3. LUCRUL MECANIC, PUTEREA ȘI MOMENTUL MOTOR

Lucrul mecanic schimbat de gazele din cilindru cu pistonul, după efectuarea unui ciclu motor, se numește *lucru mecanic indicat rezultat al unui ciclu*, se notează cu  $L_{ir}$  și se măsoară în J, daJ (în SI) sau kgfm (în ST). Lucrul mecanic indicat rezultat al celor  $i$  cilindri ai unui motor este  $i \cdot L_{ir}$ .

Diagrama indicată a unui ciclu motor în coordonate  $p \times V$  (fig. 1.4) este alcătuită din două bucle: bucla mică  $a'gaa'$ , denumită *diagrama indicată de presiune joasă* (diagrama  $PJ$ ) sau *diagrama de pompaaj*; bucla mare  $a'cyua'$ , denumită *diagrama indicată de presiune înaltă* (diagrama  $PI$ ). Aria diagramei  $PJ$  reprezintă lucrul mecanic al schimbului de gaze (la motoarele în patru timpi *lucrul mecanic de pompaaj*) și se notează cu  $L_p$ ,  $L_p = \left( \oint p dV \right)_{a'gaa'}$ .

La motoarele cu admisiune normală  $L_p$  este un *lucru mecanic negativ*. Aria diagramei  $PI$  reprezintă lucrul mecanic al proceselor de comprimare, ardere și destindere și se notează cu  $L_i$ ,  $L_i = \left( \oint p dV \right)_{a'cyua'}$ . La motoarele polielindrice lucrurile mecanice se însumează și se obține  $iL_p$ ;  $iL_i$ .

Lucrul mecanic  $L_{ir}$  este o sumă algebrică  $L_{ir} = L_i \pm L_p$ . Din motive care vor fi arătate ulterior (v. par. 9.3)  $L_p$  se include în consumul propriu de lucru mecanic al motoarelor sau în randamentul mecanic. De aceea, toate mărimile indicate (v. tab. 1.3) nu se referă la  $L_{ir}$  ci la  $L_i$ , respectiv  $iL_i$ .

Lucrul mecanic  $iL_i$  este proporțional cu cilindrarea totală  $V_i$ , respectiv  $L_i$  este proporțional cu cilindrarea  $V_s$ . În valoare absolută el este un indice de performanță al unui motor (arată dacă un motor este cantitativ superior altuia, prin  $L_i$  dezvoltat), dar nu este un indice de perfecțiune (nu arată dacă un motor este calitativ superior altuia). Pentru a compara gradul de perfecțiune a proceselor reprezentate în diagrama  $PI$  sau gradul de perfecțiune a diagramei  $PI$  trebuie să se definească o *mărimă raportată*. Această mărime se numește *lucrul mecanic indicat specific*; se notează cu  $l_i$ , reprezintă *lucrul mecanic indicat dezvoltat pe unitatea de cilindrare*, se măsoară în una din unitățile arătate în tabela 1.2 și se determină prin raportul

$$l_i = iL_i/iV_s = L_i/V_s = p_i. \quad (1.11)$$

Lucrul mecanic specific indicat reprezintă un indice fundamental de comparație

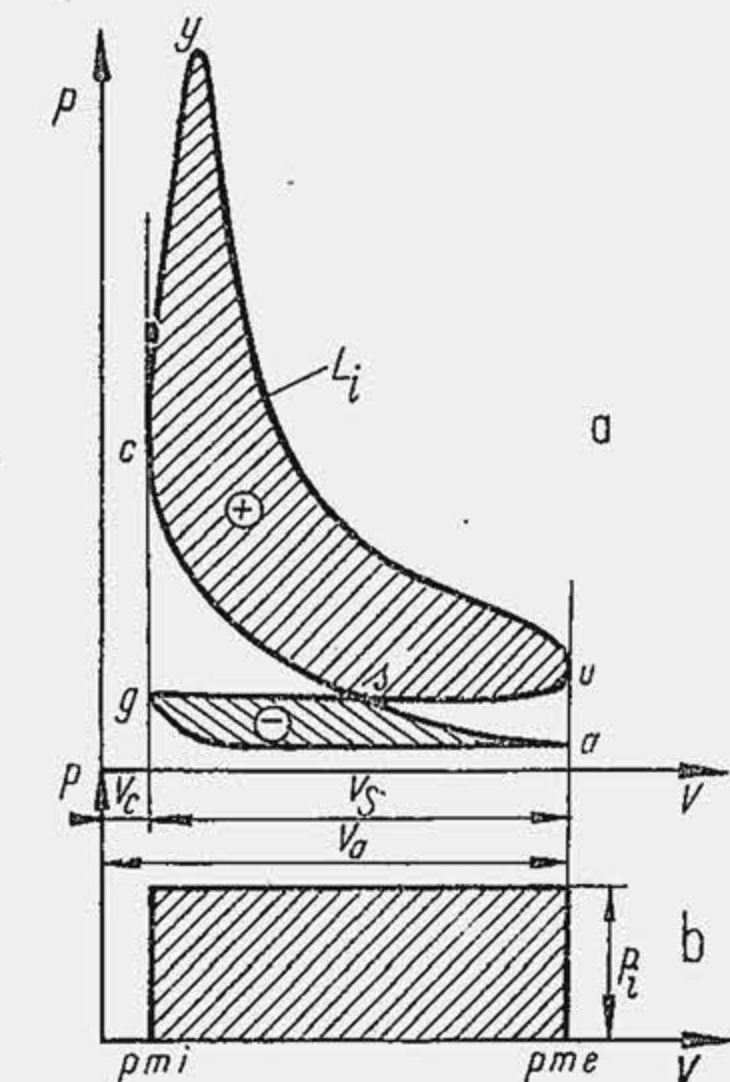


Fig. 1.4 Diagrama indicată a ciclului în coordonate  $p - V$ .



a motoarelor. El arată ce performanță de lucru mecanic indicat se poate obține din 1 litru de cilindree. Dintre două motoare, acela care realizează o valoare mai ridicată a lui  $l_i$  arată un grad de perfecțiune mai înalt. Se observă că gradul de perfecțiune este determinat de diagrama  $PI$ , adică de procesele de comprimare, ardere, destindere. De aceea,  $l_i$  este o măsură a iscusinței cu care inginerul conduce aceste procese. Dezideratul general îl constituie creșterea continuă a lucrului mecanic specific indicat pentru a obține dintr-o cilindree dată un lucru mecanic cât mai mare. Se ilustrează această preocupare cu următoarele exemple: la începutul secolului (1903) cea mai bună performanță pentru  $l_i$ , la MAS pentru mașini de curse, a fost de 5 hJ/l. Astăzi, MAS-ul de serie realizează aproximativ de 1,5 ori mai mult; în deceniile 6 și 7 s-au realizat două MAS-uri de excepție pentru mașini de curse, care dezvoltă 37...42 hJ/l. MAC-urile supraalimentate de autovehicule realizează un nivel al lui  $l_i$  de 10...12 hJ/l. Pe un monocilindru experimental MAC s-a atins 40...42 hJ/l. Această valoare ar urma să se înregistreze la motoarele mari din producția de serie, pentru locomotive și nave, în ultimul deceniu al secolului nostru. O parte însemnată a cursului este dedicată posibilităților de sporire a lucrului mecanic specific indicat.

Ecuția de dimensiuni pentru  $l_i$  comportă următoarea simplificare

$$[J/m^3] = [N \cdot m/m^3] = [N/m^2],$$

care atribuie lucrului mecanic specific indicat *dimensiunile unei presiuni*. De aceea, de-a lungul anilor, s-a răspândit pentru acest indice fundamental, de apreciere a perfecțiunii diagramei indicate de presiune înaltă, o terminologie mai puțin potrivită și anume, denumirea de *presiune medie indicată*, notată cu  $p_i$ . Termenul de presiune medie indicată (unități de măsură în tabela 1.2) este atât de răspândit astăzi încât abandonarea lui este puțin pro-

Tabela 1.2

Unități de măsură pentru  $L_i$ ,  $l_i$  și  $p_i$

Unități de măsură \ Mărimea	Lucrul mecanic $L_i$	Lucrul mecanic specific $l_i$	Presiunea medie $p_i$
Sistemul internațional (SI)	J daJ	J/m <sup>3</sup> hJ/l hJ/dm <sup>3</sup>	N/m <sup>2</sup> daN/cm <sup>2</sup> (bar)
Sistemul tehnic (ST)	kgfm	kgfm/m <sup>3</sup> kgfm/dm <sup>3</sup> kgfm/l	kgf/cm <sup>2</sup>

Unități de măsură pentru care se obține practic aceeași valoare a parametrului în cele două sisteme de unități de măsură:

$$1 \text{ kgfm} \simeq 1 \text{ daJ} \quad (1 \text{ kgfm} = 9,81 \text{ N.m} = 9,81 \text{ J});$$

$$1 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \simeq 1 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \left( 1 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = \frac{9,81 \text{ N}}{\text{cm}^2}; 1 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} = 1,02 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right);$$

$$1 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \simeq 1 \frac{\text{hJ}}{\text{l}} \left( 1 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 10 \frac{\text{kgfm}}{\text{dm}^3} = 98,1 \frac{\text{J}}{\text{dm}^3} \right).$$

Pentru unitățile de măsură ale presiunii vezi și tabela 9.2.

tabilă. Fiind subliniată semnificația fizică a presiunii medii indicate\* ca un lucru mecanic indicat specific (raportat), în continuare se vor folosi ambele denumiri, deși se va apela frecvent la notația  $p_i$ .

Pe baza lucrului mecanic  $L_i$  se definește puterea indicată  $P_i$ , adică puterea dezvoltată în cilindrul motorului. Ținând seama că  $L_i$  reprezintă lucrul mecanic efectuat într-un ciclu (cl) de un cilindru (cil) el se exprimă simbolic în J/cl, cil. Atunci, pentru un motor cu  $i$  cilindri, care realizează  $n_c$  cicluri pe secundă (cl/s) rezultă:

$$P_i [\text{kW}] = L_i [\text{J/cl, cil}] \cdot i [\text{cil}] \cdot n_c [\text{cl/s}] \cdot (1/1000).$$

Substituind pe  $L_i$  din relația (1.11) și pe  $n_c$  din relația (1.7) se obține formula puterii

$$P_i [\text{kW}] = \frac{p_i \cdot V_s \cdot i \cdot n}{30\,000 \cdot v},$$

în care  $p_i$  este măsurat în N/m<sup>2</sup>, iar  $V_s$  în m<sup>3</sup>.

Introducând unitățile de măsură uzuale,  $p_i$  în daN/cm<sup>2</sup> și  $V_s$  în dm<sup>3</sup>, deci  $L_i [\text{J}] = p_i [(\text{daN/cm}^2) \cdot 10^5 = \text{N/m}^2] \cdot V_s [\text{dm}^3 \cdot 10^{-3} = \text{m}^3]$  rezultă după simplificări

$$P_i [\text{kW}] = \frac{p_i V_s i n}{300 \cdot v}. \quad (1.12)$$

În sistemul tehnic de unități de măsură\*\*  $p_i$  se măsoară în kgf/cm<sup>2</sup> și  $P_i$  în CP (1 CP = 0,736 kW). Cu aceste unități, relația (1.12) devine

$$P_i [\text{CP}] = \frac{p_i V_s i n}{225 \cdot v}, \quad (1.12^*)$$

unde  $225 = 300 \cdot 0,7355/0,9806 (\simeq 300 \cdot 0,736/0,981)$ . Relația (1.12) reprezintă formula fundamentală a puterii indicate a unui motor.

Motorul cu ardere internă consumă o parte din lucrul mecanic dezvoltat în cilindru pentru învingerea rezistențelor interioare (consumul propriu de lucru mecanic), determinate de antrenarea sistemelor auxiliare, de frecarea mecanică dintre suprafețele în mișcare relativă și de frecarea gazodinamică dintre fluidul motor și organele de distribuție, camera de ardere, pistonul, cilindrul, chiulasa. De aceea lucrul mecanic disponibil pentru consumator la arborele cotit este mai mic decât lucrul mecanic indicat.

Lucrul mecanic cedat consumatorului de către motor, pe durata unui ciclu, de un cilindru, se numește *lucru mecanic efectiv al unui cilindru*, se notează cu  $L_e$  și se măsoară în J, daJ sau kgfm. La cuplajul de legătură dintre arborele cotit și arborele antrenat, se măsoară lucrul mecanic efectiv dezvoltat de toți cilindrii  $iL_e$ . În general, mărimile măsurate la arborele motor (la cuplajul de legătură cu consumatorul) se numesc *mărimi efective* spre deosebire de mărimile măsurate în cilindru, care se numesc *mărimi indicate* (fig. 1.5). Ansamblul tuturor mărimilor indicate și efective este arătat în tabela 1.3.

\* Presiunea medie indicată se mai definește ca: a) înălțimea unui dreptunghi care are ca bază cilindreea motorului și ca arie, o arie egală cu aria diagramei  $PI$  (fig. 1.4, b); b) o presiune constantă care acționând asupra pistonului produce într-o cursă a lui un lucru mecanic egal cu lucrul mecanic al diagramei  $PI$ .

\*\* Vezi Anexa 2.



Tabela 1.3

Mărimi care definesc performanțele și perfecțiunea motorului

Mărimi indicate		Mărimi efective	
Denumirea	Simbolul	Denumirea	Simbolul
Lucru mecanic indicat	$L_i$	Lucru mecanic efectiv	$L_e$
Lucru mecanic specific indicat	$l_i$	Lucru mecanic specific efectiv	$l_e$
Presiunea medie indicată	$p_i$	Presiunea medie efectivă	$p_e$
Puterea indicată	$P_i$	Puterea efectivă	$P_e$
Momentul motor indicat	$M_i$	Momentul motor efectiv	$M_e$
Randamentul indicat	$\eta_i$	Randamentul efectiv	$\eta_e$
Consumul specific indicat de combustibil	$c_i$	Consumul specific efectiv de combustibil	$c_e$

Lucrul mecanic specific efectiv și presiunea medie efectivă se definesc analog cu mărimile indicate, adică

$$p_e(l_e) = iL_e/i \cdot V_s = L_e/V_s, \quad (1.13)$$

reprezintă lucrul mecanic furnizat de motor pe unitatea de cilindree (uzual pentru 1 litru de cilindree) și se măsoară în unitățile arătate în tabela 1.2 pentru  $l_i$  sau  $p_i$ .

Lucrul mecanic consumat de motor pentru învingerea rezistențelor proprii  $L_{rp}$  rezultă prin diferența

$$iL_{rp} = (L_i - L_e) i. \quad (1.14)$$

Prin analogie cu  $l_i$  și  $l_e$  se definește lucrul mecanic specific pentru învingerea rezistențelor proprii  $l_{rp}$ , adică lucrul mecanic consumat de motor raportat la cilindreea totală, respectiv presiunea medie corespunzătoare rezistențelor proprii  $p_{rp}$

$$l_{rp} = p_{rp} = iL_{rp}/V_t \quad (1.15)$$

și se măsoară în unitățile arătate în tabela 1.2 pentru  $l_i$  sau  $p_i$ . Substituind pe  $L_{rp}$  din relația (1.14) în (1.15) rezultă

$$l_{rp} = l_i - l_e \text{ sau } p_{rp} = p_i - p_e. \quad (1.16)$$

Gradul de perfecțiune a proceselor mecanice ale motorului se numește *randament mecanic*, se notează cu  $\eta_m$  și reprezintă

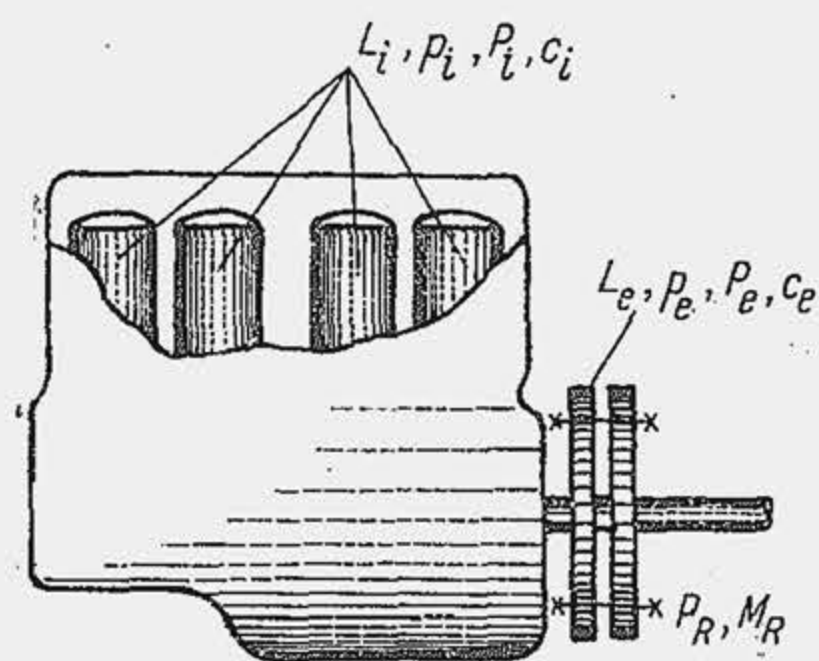


Fig. 1.5 Schița motorului pentru definiția mărimilor indicate (indicele i), efective (indicele e), rezistențe (indicele R).

raportul dintre lucrul mecanic efectiv și lucrul mecanic indicat, măsurate la același regim de funcționare a motorului. Ținând seama de relațiile (1.11) și (1.13) rezultă

$$\eta_m = L_e/L_i = p_e/p_i. \quad (1.17)$$

Substituind pe  $p_i$  din relația (1.17) în (1.12) sau (1.12\*) se obține

$$\eta_m P_i = p_e V_s i n / 300 v.$$

Produsul  $\eta_m P_i$  reprezintă *puterea efectivă* a motorului  $P_e = \eta_m P_i$  iar formula fundamentală a puterii efective a motorului în cele două sisteme de unități de măsură va fi

$$P_e [\text{kW}] = \frac{p_e V_s i n}{300 v}; \quad P_e [\text{CP}] = \frac{p_e V_s i n}{225 v}, \quad (1.18)$$

unde  $p_e$  este în  $\text{daN/cm}^2$ , respectiv în  $\text{kgf/cm}^2$ ;  $V_s$  în  $\text{dm}^3$ ;  $n$  în  $\text{rot/min}$ . Se observă că puterea efectivă a unui motor este proporțională cu lucrul mecanic specific efectiv (presiunea medie efectivă), cu cilindreea totală ( $iV_s = V_t$ ), cu turația motorului și invers proporțională cu numărul de timpi.

**Exemplul numeric 1.2.** Să se calculeze puterea efectivă dezvoltată de motorul în patru timpi al turismului Dacia 1300, de 1,289 l  $\approx$  1,3 l cilindree totală, la o turație  $n = 5250 \text{ rot/min}$ , dacă lucrul mecanic specific este de  $7 \text{ hJ/l} = 7 \text{ daN/cm}^2 = 7,14 \text{ kgf/cm}^2$ .

**R.** Se aplică relațiile (1.18):  $P_e = 7 \cdot 1,3 \cdot 5250 / 300 \cdot 4 = 39,8 [\text{kW}]$ ;  $P_e = 7,14 \cdot 1,3 \cdot 5250 / 225 \cdot 4 = 54 [\text{CP}]$ .

Adeseori, în proiectarea de concepție se preferă să se exprime formula fundamentală a puterii în funcție de viteza medie a pistonului. Substituind relația (1.1) în (1.18), grupând convenabil termenii și ținând seama de relația (1.6) se obține

$$P_e = \frac{p_e i \cdot 10^{-6} \frac{\pi D^2}{4} S n}{300 v} = \frac{p_e i \cdot 10^{-3} \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{10^{-3} S n}{30}}{10 v},$$

de unde

$$\begin{aligned} P_e [\text{kW}] &= (10^{-4}/v) p_e \cdot i \cdot (\pi D^2/4) \bar{W}_P \\ P_e [\text{CP}] &= (1,333 \cdot 10^{-4}/v) p_e \cdot i (\pi D^2/4) \bar{W}_P, \end{aligned} \quad (1.19)$$

în care  $D$  se măsoară în  $\text{mm}$ ,  $\bar{W}_P$  în  $\text{m/s}$  iar  $p_e$  în unitățile uzuale:  $\text{daN/cm}^2$ , respectiv  $\text{kgf/cm}^2$ . Formula arată că  $P_e$  este proporțional cu  $p_e$ , cu  $i\pi D^2/4$ , aria suprafeței totale a pistoanelor\*, cu  $\bar{W}_P$  și invers proporțional cu  $v$ . Relația (1.19) este o altă formulă a puterii care arată că la toate celelalte condiții egale,  $P_e$  crește cu mărirea lui  $\bar{W}_P$ , ceea ce explică tendința generală de sporire a lui  $\bar{W}_P$ , care era la începutul secolului de 3,5 m/s și a atins cea mai mare valoare, de 23,2 m/s, la un model realizat în anul 1955.

\* Prin suprafața pistonului se înțelege suprafața capului pistonului care preia forța de presiune a gazelor. Aria suprafeței pistonului este practic egală cu aria secțiunii transversale a cilindrului  $\pi D^2/4$ .



Relația (1.19) arată că la proiectare sînt posibile două soluții pentru a realiza un motor de putere  $P_e$  impusă, cînd  $v$  și  $P_e$  sînt definiți și anume: a) se realizează un motor cu viteza  $\bar{W}_p$  mare, ceea ce conduce la reducerea ariei  $i(\pi D^2/4)$ , adică la realizarea unui motor compact, cu un consum redus de metal; întrucît frecarea și uzura sînt proporționale cu  $\bar{W}_p$ , soluția implică reducerea duratei de serviciu a motorului; b) se realizează un motor cu  $\bar{W}_p$  mic, pentru a mări durabilitatea motorului, ceea ce implică însă o creștere a consumului de metal. Proiectantul unui motor de turism alege soluția (a); proiectantul unui motor de camion sau autobuz alege soluția (b) (v. par. 8.5).

Momentul motor efectiv  $M_e$  este momentul dezvoltat de motor la cuplajul de legătură cu consumatorul. Fiind cunoscute relația de definiție  $M_e \omega = P_e$ , care cu (10.1) dă  $M_e [\text{N} \cdot \text{m}] \cdot \pi n / 30 = P_e [\text{W}]$  sau  $M_e [\text{daN} \cdot \text{m}] \cdot \pi n / 30 = 10^3 P_e [\text{kW}]$ , precum și  $M_e [\text{kgfm}] \cdot (\pi n / 30) \cdot (1/75) = P_e [\text{CP}]$  se obține

$$M_e [\text{daN} \cdot \text{m}] = 955 P_e / n; M_e [\text{kgfm}] = 716,2 P_e / n, \quad (1.20)$$

unde  $P_e$  este în kW, respectiv în CP, iar  $n$  se măsoară în rot/min; se substituie  $P_e$  din relația (1.18) și se obține

$$M_e = 955 \frac{P_e V_s i}{300 v}; \text{ sau } M_e = 716,2 \frac{P_e V_s i}{225 v} \quad (1.21)$$

Pentru motorul în patru timpi rezultă

$$M_e [\text{daN} \cdot \text{m}] = 0,796 V_s i p_e; M_e [\text{kgfm}] = 0,796 V_s i p_e, \quad (1.22)$$

unde  $V_s$  este în  $\text{dm}^3$  iar  $p_e$  în  $\text{daN}/\text{cm}^2$  sau în  $\text{kgf}/\text{cm}^2$ . Din relația (1.22) rezultă că  $M_e$  este proporțional cu cilindrarea totală și cu lucrul mecanic specific sau presiunea medie efectivă.

**Exemplul numeric 1.3.** Să se determine momentul motor efectiv al motorului care echipază turismul Dacia 1300, de 0,325 l cilindree, cu patru cilindri, care dezvoltă un lucru mecanic specific efectiv de 7 hJ/l (7 daN/cm<sup>2</sup> sau 7,14 kgf/cm<sup>2</sup>).

**R.** Se aplică relația (1.22):  $M_e = 0,796 \cdot 0,325 \cdot 4 \cdot 7 = 7,25 \text{ daN} \cdot \text{m}$ ;  $M_e = 0,796 \cdot 0,325 \cdot 4 \cdot 7,14 = 7,4 \text{ kgfm}$ .

Pentru motoarele de autovehicule prezintă un interes deosebit, pe lângă valoarea absolută a lui  $M_e$ , și variația acestuia cu turația. Pentru un motor dat (cilindrarea totală invariabilă) rezultă

$$M_e = \text{ct } p_e$$

dependență care este fundamentală. Ea arată că funcția  $M_e(n)$  are aceeași alură cu  $p_e(n)$  de care diferă numai prin o constantă. Alura de variație  $M_e(n)$  se arată în figura 1.6. În proiectare și cercetare se fac eforturi susținute pentru ca motorul de autovehicul să realizeze o curbă  $M_e(n)$  cât mai potrivită cu cerințele tracțiunii.

#### 1.4. RANDAMENTUL ȘI CONSUMUL SPECIFIC DE COMBUSTIBIL

Criteriul de apreciere a eficienței economice a motorului îl constituie *randamentul termic* al ciclului  $\eta_t$  care este raportul dintre lucrul mecanic indicat  $L_i$  și căldura eliberată prin arderea combustibilului în cilindru, pe ciclu  $Q$  [kJ/cl, kcal/cl]

$$\eta_t = L_i / Q \text{ (a)}; \eta_t = AL_i / Q \text{ (b)} \quad (1.23)$$

În (1.23b),  $L_i$  se exprimă în kgfm,  $Q$  în kcal, iar echivalentul caloric al lucrului mecanic  $A = 1/427 \text{ kcal/kgfm}$  (v. Anexa 2).

Randamentul termic se determină practic cu dificultate deoarece din cauza arderii incomplete, căldura eliberată prin ardere este o mărime care nu se evidențiază simplu și direct. De aceea se preferă a se raporta  $L_i$  la căldura disponibilă în cilindru  $Q_{ais}$  și nu la căldura eliberată prin ardere. O mărime care precizează căldura disponibilă prin arderea completă a combustibilului și se determină ușor și sigur este puterea calorică inferioară a combustibilului  $Q_i$  (v. par. 4.4). Se notează cu  $\tilde{m}_c$  [kg],  $\tilde{G}_c$  [kgf] cantitatea de combustibil pe ciclu, pentru un cilindru, numită simplu *doza de combustibil* și cu  $Q_i$  [kJ/kg sau kcal/kgf] puterea calorică inferioară a combustibilului. Se obține

$$Q_{ais} = Q_i \cdot \tilde{m}_c, \quad (1.24)$$

unde  $Q_{ais}$  este căldura disponibilă prin arderea completă. Se definește gradul de ardere incompletă a combustibilului prin raportul

$$\eta_{in} = Q / Q_{ais} \quad (1.25)$$

unde  $\eta_{in}$  se numește *randamentul arderii incomplete*. Se elimină  $\eta_{in}$  la aprecierea eficienței economice a ciclului, dacă se raportează  $L_i$  direct la  $Q_{ais}$ . Acest raport se numește *randament indicat* și se notează cu  $\eta_i$

$$\eta_i = L_i / Q_{ais}; \eta_i = AL_i / Q_{ais} \quad (1.26)$$

Se observă că  $\eta_i$  este un randament convențional care raportează pe  $L_i$  la același nivel de referință pentru toate motoarele, adică la căldura disponibilă prin arderea completă a unui kg de combustibil. El devine un indice de perfecțiune a ciclului, ușor de determinat în condiții standard (se măsoară  $L_i$  și  $\tilde{m}_c$  iar  $Q_i$  se cunoaște pe baza datelor de laborator). Dacă se înmulțește și se împarte relația (1.26) cu  $Q$  se obține

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_{ais}} \cdot \frac{Q}{Q} = \frac{L_i}{Q} \cdot \frac{Q}{Q_{ais}} = \eta_t \cdot \eta_{in}, \quad (1.27)$$

de unde rezultă că  $\eta_i$  apare ca un randament global, ca o mărime mai complexă care satisface condiția  $\eta_i = \eta_t$  numai cînd  $\eta_{in} = 1$  ceea ce, pentru procedeele actuale de ardere aplicate la motoarele cu ardere internă, nu se întîmplă niciodată. Calculele termice se desfășoară de obicei pentru ușurare, în ipoteza că



în cilindrul motorului se arde pe ciclu 1 kg (1 kgf) combustibil. În acest caz  $\tilde{m}_c = 1$  kg,  $Q_{dis} = Q_i$  iar  $\eta_i$  devine

$$\eta_i = L_i/Q_i \text{ sau } \eta_i = AL_i/Q_i, \quad (1.28)$$

unde  $L_i$  este lucrul mecanic la arderea unui kg (kgf) de combustibil, în kJ/kg sau kgfm/kgf.

Pe baza relației (1.17) se determină *randamentul efectiv* al motorului  $\eta_e$ , substituind pe  $L_i$  în una din relațiile anterioare, de exemplu, în (1.28) care dă  $\eta_i = L_e/\eta_m Q_i$ , de unde rezultă

$$\eta_e = L_e/Q_i = \eta_i \cdot \eta_m; \quad \eta_e = AL_e/Q_i = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (1.29)$$

adică randamentul efectiv este raportul dintre lucrul mecanic efectiv (sau echivalentul caloric al lucrului mecanic efectiv) și căldura disponibilă prin arderea completă a combustibilului. Definiția arată că  $\eta_e$  este tot un randament convențional, ceea ce rezultă și din faptul că este produsul dintre  $\eta_i$  (randament convențional) și  $\eta_m$ .

La încercarea unui motor pe stand se măsoară direct consumul orar de combustibil  $C_c$  [kg/h sau kgf/h] și se determină puterea efectivă  $P_e$  (se măsoară direct momentul motor  $M_e$  și turația  $n$  și se determină  $P_e$  cu relația 1.20). Prin operații suplimentare se determină  $\eta_m$  și rezultă puterea indicată  $P_i$ . De aceea, în practică se apreciază eficiența economică a ciclului sau a proceselor termice și de frecare la un loc, pe baza unei mărimi, distinctă de  $\eta_i$  sau  $\eta_e$ , care se calculează direct din mărimile determinate la standul de încercare. Această mărime reprezintă consumul de combustibil raportat, se numește *consum specific de combustibil*, se notează cu  $c$ , este raportul dintre consumul orar de combustibil și puterea efectivă a motorului — *consumul specific efectiv de combustibil*  $c_e$  — sau puterea indicată — *consumul specific indicat de combustibil*  $c_i$  și se măsoară în [g/kWh] sau [gf/CPh].

$$c_i \text{ [g/kWh]} = 10^3 C_c/P_i; \quad c_i \text{ [gf/CPh]} = 10^3 C_c/P_i \quad (1.30)$$

$$c_e \text{ [g/kWh]} = 10^3 C_c/P_e; \quad c_e \text{ [gf/CPh]} = 10^3 C_c/P_e, \quad (1.31)$$

unde  $C_c$  este în kg/h, respectiv în kgf/h iar  $P_i$ ,  $P_e$  în kW, respectiv CP. Se observă că consumul specific de combustibil reprezintă consumul de combustibil necesar pentru producerea unei unități de lucru mecanic, măsurată în kWh sau CPh. Dintre două motoare, acela care consumă o cantitate mai mică de combustibil pentru producerea unui kWh (sau CPh) este superior. Deoarece  $\eta_m P_i = P_e$ , se obține din relațiile (1.30) și (1.31)

$$c_e = c_i/\eta_m \text{ sau } c_i = \eta_m c_e, \quad (1.32)$$

consumul specific efectiv fiind mai mare decât consumul specific indicat, din cauza consumului propriu de lucru mecanic pentru învingerea rezistențelor interioare.

**Exemplul numeric 1.4.** Consumul orar de combustibil al unui motor de 1300 cm<sup>3</sup> cilindree totală este de 12 kg/h (12 kgf/h). Motorul dezvoltă la stand  $P_e = 39,8$  kW (sau 54 CP). Prin încercări suplimentare la stand se determină  $\eta_m = 0,78$ . Să se determine consumurile specifice de combustibil.

**R.** Se aplică relația (1.31):  $c_e = 12 \cdot 10^3/39,8 = 302$  g/kWh;  $c_e = 12 \cdot 10^3/54 = 222$  gf/CPh. Se aplică relația (1.32) și se obține:  $c_i = 0,78 \cdot 302 = 236$  g/kWh;  $c_i = 0,78 \cdot 222 = 173$  gf/CPh.

Știind că 1 kWh = 1,36 CPh rezultă

$$c_{e(i)} \text{ [g/kWh]} = 1,36 c_{e(i)} \text{ [gf/CPh]}; \quad c_{e(i)} \text{ [gf/CPh]} = 0,736 c_{e(i)} \text{ [g/kWh]} \quad (1.33)$$

Randamentul  $\eta_e$  și  $\eta_i$  sînt mărimi invers proporționale cu consumurile specifice  $c_e$ , respectiv  $c_i$ . Relațiile de legătură dintre aceste mărimi se stabilesc astfel: produsul  $Q_i \cdot c_i$  reprezintă căldura eliberată prin ardere pentru producerea unui lucru mecanic de 1 kWh; produsul  $Q_i \cdot c_i \cdot \eta_i$  este căldura transformată în lucrul mecanic indicat echivalent unui kWh (1 kWh = 3600 kJ) adică

$$Q_i \text{ [kJ/kg]} \cdot c_i \text{ [g/kWh]} \cdot 10^{-3} \cdot \eta_i = 3600 \text{ [kJ/kWh]}; \quad (a)$$

în mod analog se stabilește relația de legătură în sistemul tehnic, știind că 1 CPh = 632 kcal,

$$Q_i \text{ [kcal/kgf]} \cdot c_i \text{ [gf/CPh]} \cdot 10^{-3} \cdot \eta_i = 632 \text{ [kcal/CPh]}. \quad (b)$$

Rezultă atunci

$$\eta_i = 3600 \cdot 10^3/c_i Q_i; \quad \eta_i = 632 \cdot 10^3/c_i Q_i, \quad (1.34)$$

iar pe baza relațiilor (1.32) și (1.29)

$$\eta_e = 3600 \cdot 10^3/c_e Q_i; \quad \eta_e = 632 \cdot 10^3/c_e Q_i, \quad (1.35)$$

unitățile de măsură pentru  $c_i$  și  $Q_i$  fiind cele precizate în relațiile (a), (b) iar pentru  $c_e$  identice cu acelea pentru  $c_i$ .

**Exemplul numeric 1.5.** Să se determine randamentele indicat și efectiv ale motorului de turism care realizează consumurile specifice calculate în exemplul precedent. Puterea calorică inferioară a combustibilului se ia din tabela 4.3.

**R.** Se aplică relația (1.34) și se obține:  $\eta_i = 3,6 \cdot 10^6/236 \cdot 43\,524 = 0,350$ ;  $\eta_i = 632 \cdot 10^3/173 \cdot 10\,400 = 0,350$ . Se aplică relația (1.35) și se obține:  $\eta_e = 3,6 \cdot 10^6/302 \cdot 43\,524 = 0,274$ ;  $\eta_e = 632 \cdot 10^3/222 \cdot 10\,400 = 0,274$ .

Doza de combustibil  $\tilde{m}_c$  se determină în funcție de consumul orar de combustibil măsurat la stand, împărțind  $C_c$  [kg/h] prin numărul de cilindri  $i$  și numărul de cicluri pe oră  $n_c$ , din relația (1.7), adică

$$\tilde{m}_c \text{ [mg/ciclu]} = 10^6 C_c/i \quad (2 \ n/v) \ 60,$$

ceea ce dă

$$\tilde{m}_c \text{ [mg]} = 8333 \ v C_c/in; \quad \tilde{G}_c \text{ [mgf]} = 8333 \ v C_c/in, \quad (1.36)$$

schimbarea notației în sistemul tehnic (rel. 1.36) fiind necesară, deoarece doza de combustibil se măsoară în unități de greutate și nu de masă. Substituind consumul orar  $C_c$  din relația (1.31) în (1.36) rezultă:

$$\tilde{m}_c \text{ [mg]} = 8,33 \ v c_e P_e/in; \quad \tilde{G}_c \text{ [mgf]} = 8,33 \ v c_e P_e/in \quad (1.37)$$

unde  $c_e$  este în g/kWh, respectiv gf/CPh;  $P_e$  în kW, respectiv în CP.



Se determină cantitatea de aer din cilindru  $m_a$  ( $G_a$ ), dacă arderea se efectuează cu un coeficient de dozaj  $\lambda$  prestabilit. Dacă  $L$  [kg/kg] este aerul necesar pentru arderea a 1 kg de combustibil, atunci  $m_a = \tilde{m}_c \cdot L$ , sau cu relația (1.10)

$$m_a \text{ [mg]} = \tilde{m}_c \lambda L_{min}; G_a \text{ [mgf]} = \tilde{G}_c \lambda L_{min}. \quad (1.38).$$

**Exemplul numeric 1.6.** Să se determine doza de combustibil și cantitatea de aer din cilindru la motorul turismului Dacia 1300 cu parametri definiți în exemplele numerice 2 și 3, pentru  $\lambda = 1,1$  și  $L_{min} = 15$  kg/kg.

R. Se aplică relația (1.37) și se obține:  $\tilde{m}_c = 8,33 \cdot 4 \cdot 302 \cdot 39,8 / 4 \cdot 5250 = 19,1$  mg sau  $\tilde{G}_c = 19,1$  mgf. Se aplică relația (1.38) și se obține:  $m_a = 19,1 \cdot 1,1 \cdot 15 = 315$  mg sau  $G_a = 315$  mgf. Dacă se împarte  $m_a$  la  $\rho_0 = 1,29$  kg/m<sup>3</sup> = 1,29 mg/cm<sup>3</sup> (densitatea aerului la  $p_0$ ,  $T_0$ ) rezultă volumul de fluid proaspăt aspirat în cilindru  $V_0 = m_a / \rho_0 = 244$  cm<sup>3</sup>, care reprezintă 75 % din volumul disponibil  $V_s$  (v. rel. 2.26).

## 1.5. REGIMURILE DE FUNCȚIONARE A MOTORULUI

Funcționarea unui motor se caracterizează printr-un ansamblu de mărimi care definește *regimul de funcționare*. Se consideră că regimul de funcționare este definit de trei mărimi fundamentale: turația, sarcina (v. paragr. următor) și temperatura care caracterizează regimul termic al motorului. Regimul termic reprezintă ansamblul de temperaturi care precizează gradul de încălzire a organelor mecanismului motor. Se admite că regimul termic este precizat prin temperatura gazelor de evacuare  $t_{ge}$  sau temperatura fluidului de răcire  $t_r$ .

Regimurile de funcționare se grupează în mai multe clase. În raport cu variația în timp a mărimilor care definesc regimurile de funcționare se disting: *regimurile stabilizate* în care turația, sarcina și temperatura  $t_{ge}$  ( $t_r$ ) sînt *invariabile în timp* (funcționare stabilă); *regimurile nestabilizate* (funcționare instabilă) care se definesc prin opoziție cu primele. *Regimurile tranzitorii* sînt regimuri nestabilizate în care turația, sarcina și temperatura  $t_{ge}$  ( $t_r$ ) variază în parte sau simultan la trecerea de la un regim stabilizat la alt regim stabilizat.

În raport cu durata de funcționare a motorului se disting: *regimuri de funcționare continuă* și *regimuri de funcționare intermitentă*. Regimul de funcționare continuă este acela în care, la fiecare turație, motorul dezvoltă la arborele cotit în mod continuu cea mai mare putere efectivă, cel mai mare moment motor efectiv, cea mai mare presiune medie efectivă, cu condiția ca indicii tehnico-economici și de fiabilitate să rămână invariabili. Mărimile enumerate se numesc *mărimi efective continue* și se notează cu  $P_{ec}$ ,  $M_{ec}$ ,  $p_{ec}$ . În figura 1.6 se reprezintă în coordonate  $P_e \cdot n$  și  $M_e \cdot n$  locul geometric al tuturor punctelor  $P_{ec}$ ,  $M_{ec}$ . Regimul de funcționare intermitentă este acela în care puterea efectivă, momentul motor, presiunea medie efectivă sînt superioare mărimilor  $P_{ec}$ ,  $M_{ec}$ ,  $p_{ec}$  pentru intervale scurte de timp\*, în care

\* STAS 6635-76 prevede o durată de încercare a motorului pe stand de 1 h 20' la turația și sarcina nominală, la un ciclu de încercări de 3 h.

ținuta de serviciu a motorului și durabilitatea nu sînt afectate. Valoarea cea mai mare a puterii, respectiv momentului motor și presiunii medii pe care motorul o dezvoltă în regimul de funcționare intermitentă, se numește *putere efectivă intermitentă*, respectiv *moment motor intermitent*, *presiune medie efectivă intermitentă* și se notează cu  $P_{ei}$ ,  $M_{ei}$ ,  $p_{ei}$ . În figura 1.6 se prezintă locul geometric al tuturor punctelor  $P_{ei}$ ,  $M_{ei}$ .

Domeniul hașurat reprezintă domeniul de *supraputere*. În figura 1.6 se observă că  $P_{ec}$ ,  $P_{ei}$  trec prin valori maxime („vîrf de putere” —  $P_{ec \max}$ ,  $P_{ei \max}$ ). Turația corespunzătoare vîrfului de putere se numește *turația de putere maximă*  $n_P$ . În mod analog,  $M_{ec}$ ,  $M_{ei}$  trec prin valori maxime („vîrf de moment”), iar turația corespunzătoare se numește *turația de moment maxim*  $n_M$ . Standardele pentru motoare de autovehicule (STAS 6335-76) prevăd numai determinarea curbei  $P_{ei}$ . Potrivit standardelor, la motoarele de autovehicule,  $P_{ei}$  se determină la MAS cu obturatorul complet deschis (sarcina totală), iar la MAC cu cremaliera în poziția extremă (v. par. 1.6). Uzina constructoare fixează și garantează valoarea cea mai mare a puterii efective continue, care se produce la cea mai ridicată turație; acești parametri se numesc *putere efectivă nominală*  $P_{eN}$  și *turație nominală*  $n_N$ . În figura 1.7 se arată variația lui  $P_e$  în timp, pentru un motor care funcționează la o turație constantă.

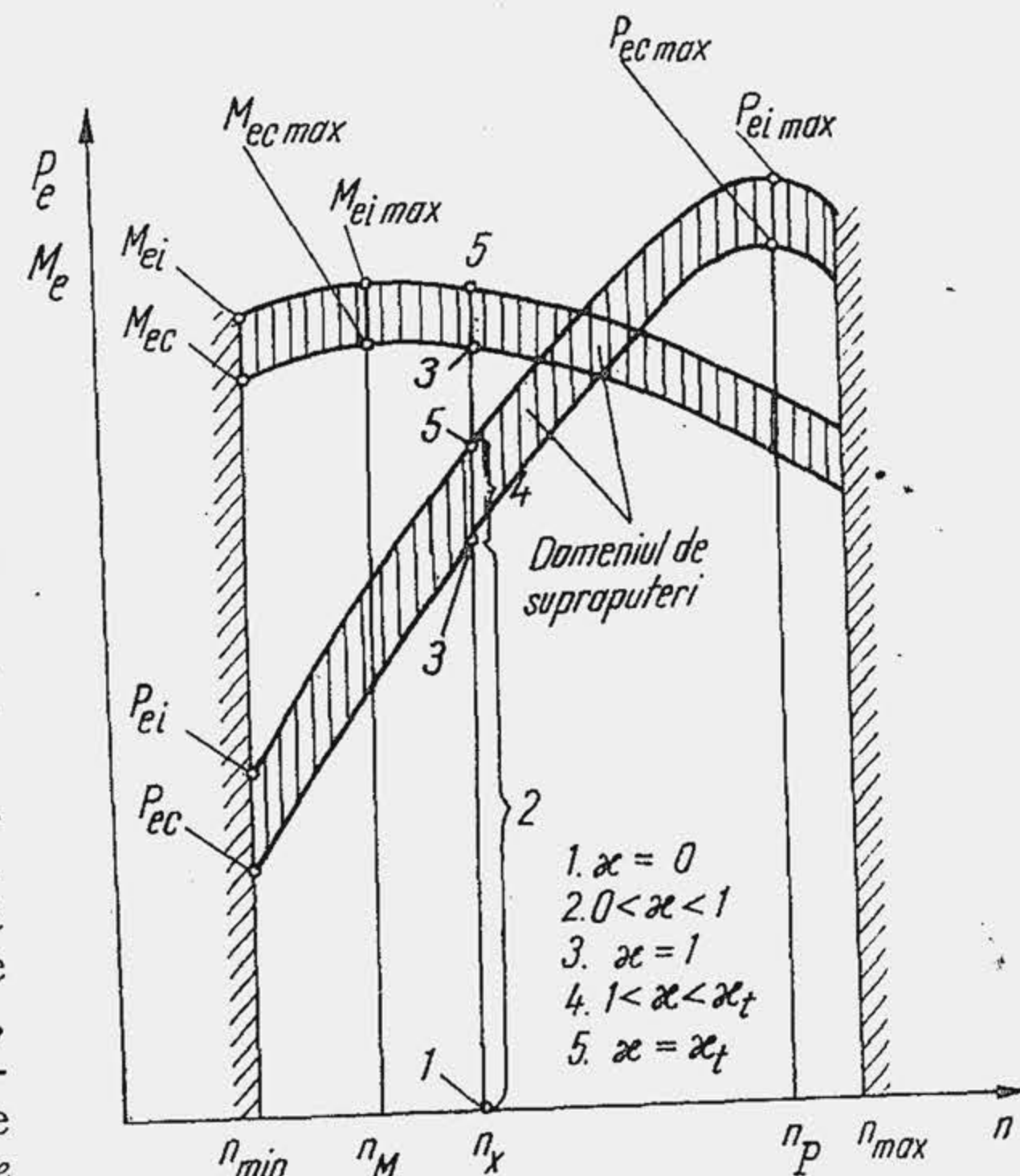


Fig. 1.6 Variația puterii și momentului motor cu turația.

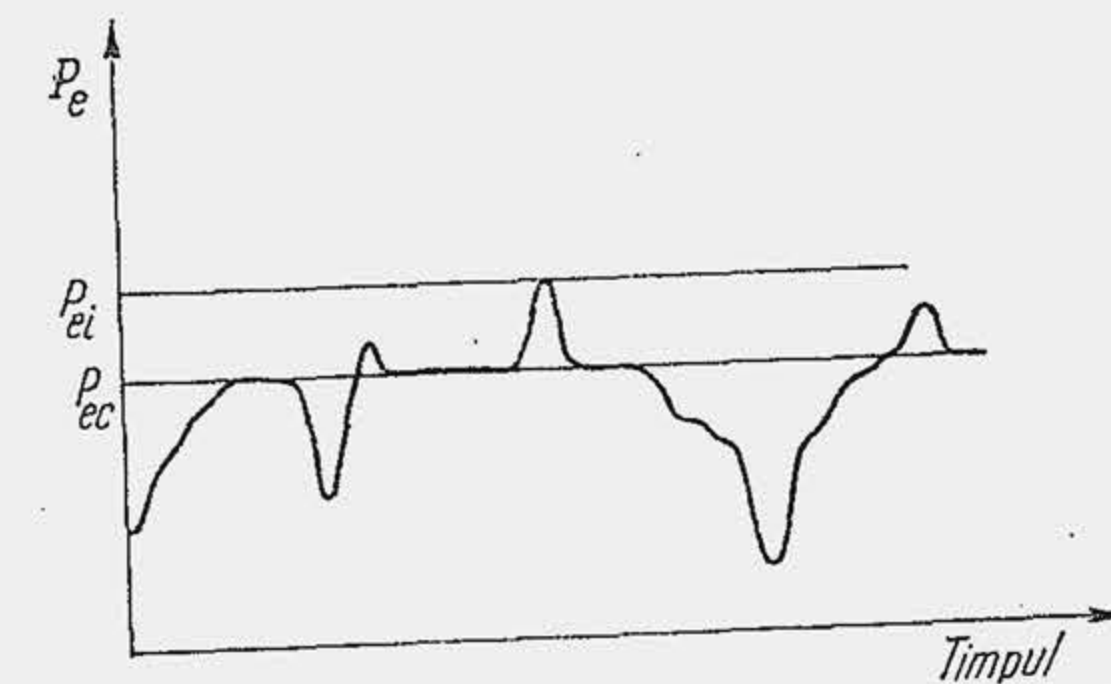


Fig. 1.7 Variația puterii motorului cu timpul.

## 1.6. SARCINA MOTORULUI

Acțiunea exterioară aplicată de consumator la cuplajul de legătură al arborelui cotit cu arborele antrenat, pe scurt la arborele cotit se numește *încărcarea sau sarcina motorului*. Arborele motor avînd o mișcare de rotație,

\* Pentru detalii, v. par. 9.5



acțiunea exterioară nu poate fi decât un moment. Astfel, sarcina motorului este momentul rezistent ( $M_R$ ) aplicat de consumator la arborele cotit (v. fig. 1.5). Același moment rezistent se poate aplica arborelui cotit la diferite turații ale acestuia. De aceea, când se precizează sarcina motorului, trebuie să se adauge și turația la care se aplică  $M_R$ . Când funcționarea motorului este stabilă ( $n = \text{ct}$ ) trebuie ca momentul motor  $M_e$  dezvoltat de motor la arborele cotit să fie egal cu  $M_R$ . Egalitatea  $M_e = M_R$  face posibilă definirea sarcinii prin o mărime proprie motorului și nu prin una exterioară. De aceea, se obișnuiește să se definească sarcina motorului prin momentul motor  $M_e$  dezvoltat la arborele cotit cu specificarea vitezei de rotație a acestuia.

La o turație dată  $n_x$  (v. fig. 1.6) motorul dezvoltă un moment motor  $M_e$  care poate fi modificat de la valoarea nulă  $M_e = 0^*$  pînă la o valoare maximă  $M_{ei}$ .

Pentru a defini regimul de funcționare a motorului este mai convenabil să se precizeze *gradul de încărcare* a motorului (încărcarea motorului în raport cu o încărcare de referință) sau *sarcina relativă*. Sarcina relativă se definește prin raportul dintre momentul motor  $M_e$  dezvoltat de motor și un moment motor de referință, ambele mărimi fiind precizate la aceeași turație. Acest raport se numește *coeficient de sarcină*, se notează cu  $\kappa$  și se exprimă în *fracțiuni* sau *procente* din momentul motor de referință. Drept moment motor de referință se alege momentul motor efectiv continuu  $M_{ec}$ . Punctul 3 din figura 1.6 definește pe  $M_{ec}$  la turația  $n_x$ . Ținînd seama de relațiile (1.20), (1.21) sau (1.22) rezultă

$$\kappa = \frac{M_e}{M_{ec}} = \frac{p_e}{p_{ec}} = \frac{P_e}{P_{ec}}, \quad (1.39)$$

toate rapoartele fiind definite la aceeași turație  $n_x$  (denumirea completă a lui  $\kappa$  ar trebui să fie: coeficient de sarcină la turația  $n_x$ ). Coeficientul de sarcină ia valori distincte în limitele  $0 \dots 1,2$  și definește clase distincte de sarcini (tab. 1.4, respectiv fig. 1.6). La motoarele pentru autovehicule, când nu se determină curbele  $M_{ec}(n)$  sau  $P_{ec}(n)$ , se alege ca mărime de referință  $M_{ei}$  sau

Tabela 1.4

Valorile caracteristice ale coeficientului de sarcină

Denumirea sarcinii	Valorile caracteristice
Sarcină nulă	$\kappa = 0$
Sarcini parțiale	$0 < \kappa < 1$
Sarcină plină (sarcină continuă)	$\kappa = \kappa_p = \kappa_c = 1$
Suprasarcină (sarcini intermitente)	$1 < \kappa_i < 1,1 \dots 1,2$
Sarcină totală*	$\kappa = \kappa_t = 1,1 \dots 1,2$

\* La motoarele de autovehicule  $\kappa_t = \kappa_p = 1,0$ ; la motoarele de tractoare  $\kappa_t \neq \kappa_p$ .

\* Condiția  $M_e = 0$  înseamnă că motorul nu e încărcat ( $M_R = 0$ ). Ea implică două stări posibile: arborele cotit este în repaus, motorul nu funcționează (starea banală); arborele cotit este în mișcare, stare numită *funcționare în gol* sau cu *sarcină nulă*.

$P_{ei}$ . În acest caz încercarea motorului se face la „sarcina totală” (STAS 6635-76),  $\kappa_t = 1$  și  $0 \leq \kappa \leq 1$ .

Cum se modifică (reglează) sarcina motorului?

Din relația (1.22) rezultă că sarcina unui motor (momentul  $M_e$ ) este proporțională cu lucrul mecanic specific  $l_e$  sau  $p_e$ . Ca urmare, a modifica sarcina la o turație oarecare  $n_x$  înseamnă a modifica pe  $l_e$  sau  $p_e$  la acea turație. Un motor în funcțiune este un motor executat, adică de cilindrul totală invariabilă ( $iV_s = \text{ct}$ ), astfel că, din relația (1.13) rezultă că modificarea lui  $l_e$  sau  $p_e$  echivalează cu modificarea lucrului mecanic efectiv pe ciclu și cilindrul  $L_e$ . Pe baza relațiilor (1.17), (1.24), (1.26), (1.29) rezultă

$$\eta_i = L_e / \eta_m Q_i \tilde{m}_c; \quad L_e = \eta_e Q_i \tilde{m}_c. \quad (1.40)$$

Presupunînd pentru simplitate  $\eta_e = \text{ct}$  (în realitate  $\eta_e$  variază cu sarcina) rezultă că variația lui  $L_e$  se obține prin variația lui  $\tilde{m}_c$ . Așadar, *reglarea sarcinii la o turație constantă înseamnă reglarea dozei de combustibil*. S-au dezvoltat două metode de bază pentru reglarea dozei de combustibil (două metode elementare de reglare a sarcinii) și anume: metoda de *reglare cantitativă* și metoda de *reglare calitativă*.

Metoda de reglare cantitativă se aplică la motoarele cu formarea amestecului în exterior, adică la MAS, care admite în cilindru simultan aer și combustibil (fig. 1.8, a). Organul de reglare este o clapetă, numită și obturator care se așază în calea amestecului. Pentru a reduce doza de combustibil  $\tilde{m}_c$  care se așază în calea amestecului. Pentru a reduce inevitabil și cantitatea de aer. Reglarea sarcinii prin reglarea cantității de amestec aer-combustibil a generat denumirea de reglare cantitativă. În figura 1.8, b se ilustrează variația simultană a consumului de aer și combustibil cu sarcina relativă. S-a reprezentat consumul de combustibil pe ciclu multiplicat cu 15 ( $L_{min} \approx 15 \text{ kgaer/kgcomb}$ ) pentru ca ordonatele să aibă dimensiuni comparabile. Împărțind cele două ordonate pentru fiecare valoare a lui  $\kappa$  se obține coeficientul de dozaj  $\lambda$ . Teoretic, consumurile variază liniar cu sarcina iar  $\lambda = \text{ct}$  (în figură  $\lambda = 1,0$ ).

Metoda de reglare calitativă se aplică la motoarele cu formarea amestecului în interior, adică la MAC care admite în cilindru numai aer. Cantitatea de combustibil pe ciclu și cilindru este dozată de o pompă cu piston (fig. 1.9, a). Organul de reglare este o pîrghie  $c$ , numită cremalieră care, prin rotirea pistonului, variază cursa utilă a acestuia, deci doza de combustibil refulată de pompă. Teoretic, cantitatea de aer admisă în cilindru rămîne invariabilă cu

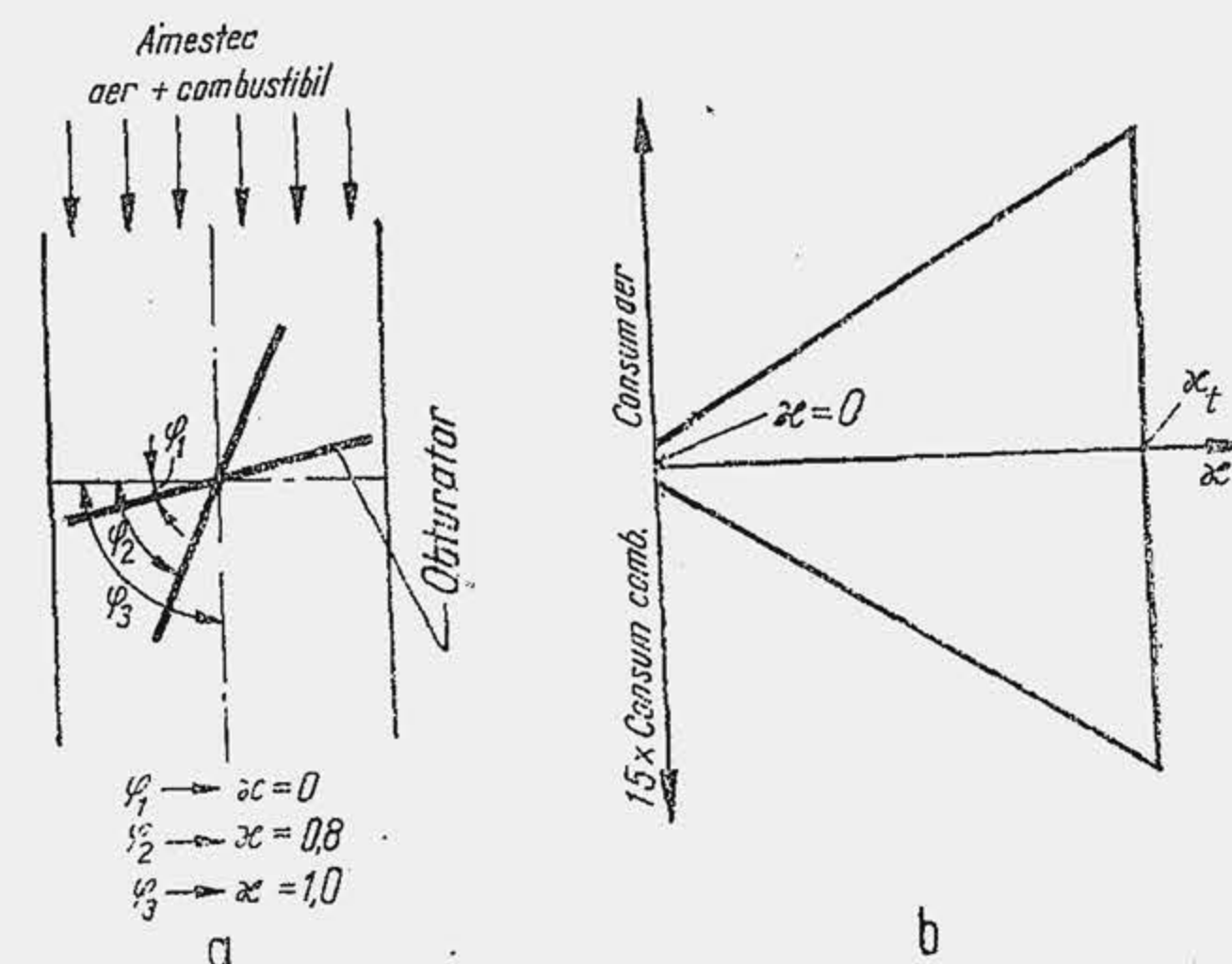


Fig. 1.8 Reglarea cantitativă a sarcinii: a — pozițiile obturatorului pentru trei sarcini distincte; b — variația consumului de aer și combustibil cu coeficientul de sarcină.



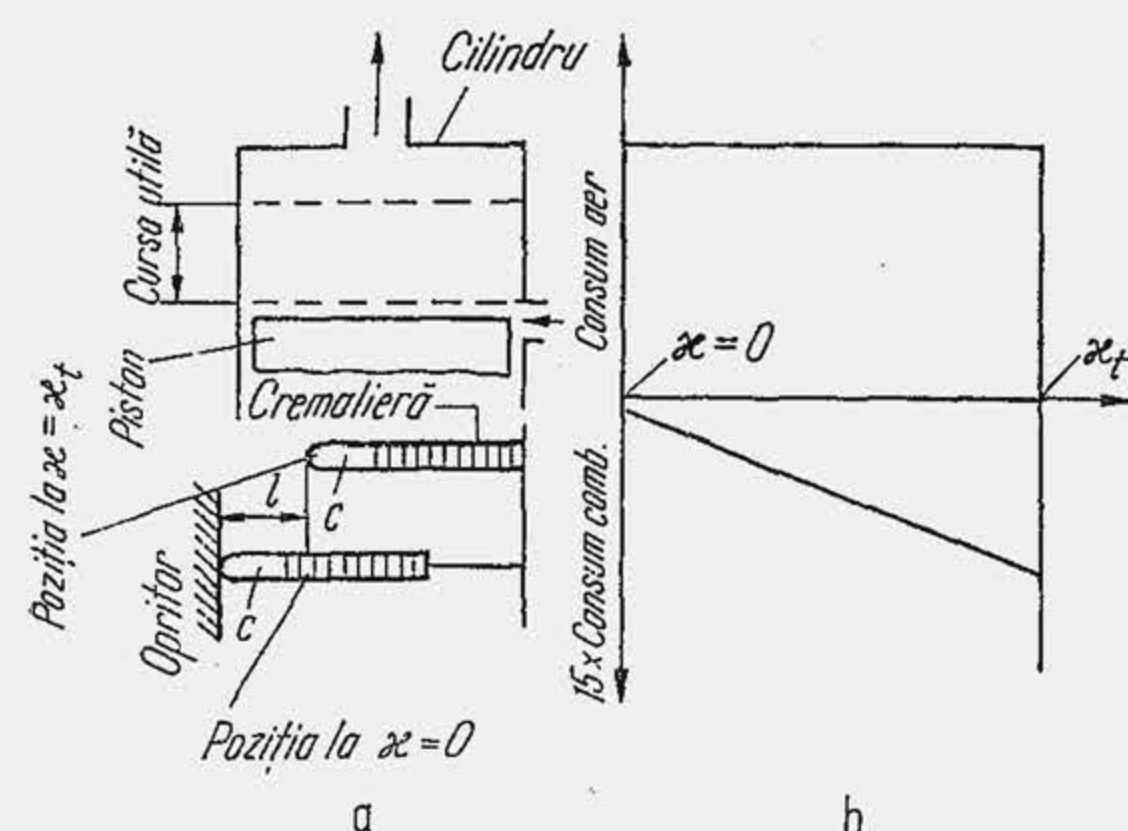


Fig. 1.9 Reglarea calitativă a sarcinii: 1 — poziția cremalierii la  $\alpha = 0$ ; 2 — poziția cremalierii la  $\alpha = \alpha_t$ ; 3 — opritor.

În mod frecvent sarcina se definește prin poziția organului de reglaj. La MAS poziția clapetei este definită de unghiul ales convențional (în fig. 1.8,  $\alpha$  — unghiul  $\varphi_1$  măsurat față de normala la axa canalului). La MAC poziția cremalierii este definită prin deplasarea  $l$  măsurată convențional față de o poziție limită (fig. 1.9, a). La sarcina totală, deplasarea este limitată de un opritor. În aceste condiții, prin noțiunea de sarcină constantă se va înțelege sarcina definită de o poziție fixă a organului de reglaj. La autovehicule, comanda organului de reglaj se realizează prin pedala de accelerare.

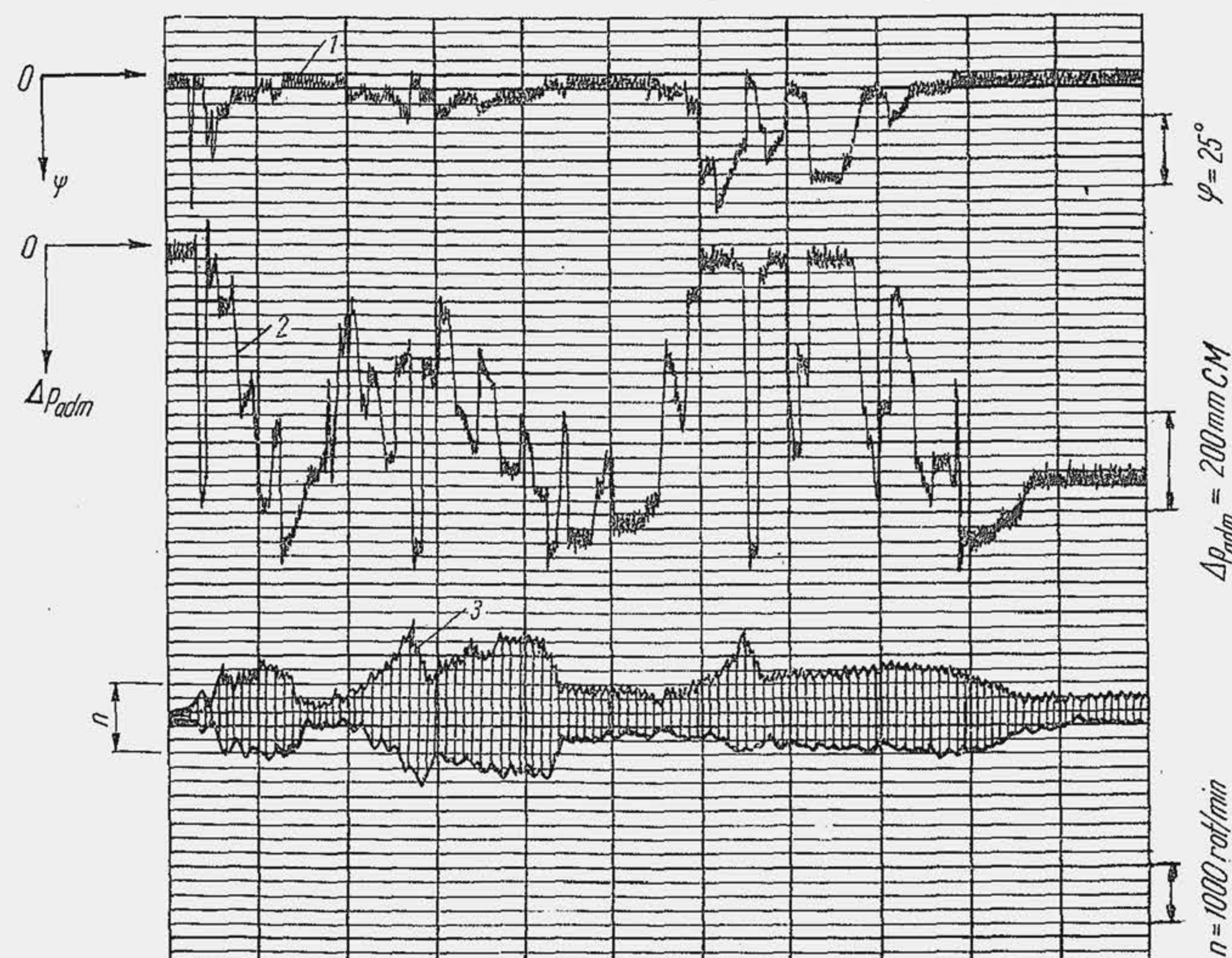


Fig. 1.10 Variația poziției obturatorului (1), a presiunii din conducte de admisiune (2) și a turației (3) cu timpul, la funcționarea motorului ARO L-25 în condiții de cale.

sarcina, iar cantitatea de combustibil variază liniar (fig. 1.9, b). Ca urmare, se modifică proporția de combustibil în amestec, adică se variază calitatea amestecului, de unde denumirea de reglare calitativă.

Practic, cele două metode nu sînt aplicabile independent una de alta. De aceea, reglajele reale sînt mixte, adică se modifică simultan și cantitatea și calitatea amestecului. În esență, însă, fiecare din cele două metode este caracteristică unei clase de motoare menționate.

Încărcarea unui motor de autovehicul în exploatare depinde de condițiile de deplasare (deplasare urbană sau interurbană), de tipul de serviciu (serviciu continuu sau intermitent, de exemplu serviciul „din poartă, în poartă” cu oprirea frecventă a motorului sau cu funcționarea prelungită în gol) de tipul autovehiculului, de gradul de încărcare a autovehiculului. În figura 1.10 se arată variația poziției obturatorului, a turației și a vitezei de înaintare, la deplasarea unei furgonete în condiții de trafic urban intens. Se observă că deschiderea obturatorului a atins numai o singură dată 44% din deschiderea maximă.

În Republica Socialistă România se fabrică sau sînt în curs de asimilare o mare varietate de motoare de autovehicule. Performanțele acestor motoare, indicii de perfecțiune, soluțiile constructive permit ilustrarea concretă a unui mare număr de probleme care se dezbate în manualul de față. De aceea, s-a crezut util să se prezinte în tabela 1.5 principalele caracteristici ale unor motoare de autovehicule fabricate în țară.

## BIBLIOGRAFIE

1. Aramă, C. Considerații asupra unor probleme din terminologia motoarelor cu ardere internă. În: „Metalurgia și construcția de mașini”, nr. 1, 1963.
2. Aramă, C. și Grünwald, B. Motoare cu ardere internă — Procese și caracteristici. București, Edit. tehnică, 1966.
3. Arkhangelsky, V. ș.a. Motor Vehicle Engines. Mir Publishers. Moscow, 1971.
4. Bussien. Automobiltechnisches Handbuch. Band 1. T. V. Herbert Cram. Berlin, 1965.
5. Serruys, M. Elements de thermodynamique et physico-chimie de la combustion dans les moteurs. Paris, 1945.
6. Ștefănescu, D., Grünwald, B., Radenco, V. Bazele termodinamicii. Partea a II-a, București, Edit. didactică și pedagogică, 1964.
7. \* \* \* Norme Internaționale ISO 2710—973.
8. \* \* \* STAS 5745—76 Motoare cu ardere internă. Clasificare și terminologie.
9. \* \* \* Internal Combustion Engines Conference. Paper X.a România. 1970.
10. \* \* \* STAS 6635—76 Motoare cu ardere internă pentru autovehicule. Reguli și metode de încercare pe banc.



## Motoare pentru autovehicule și tractoare fabricate în România

Performanțele	Denumirea motorului (autovehiculului)										
	SR-211	ARO L-25	Dacia 1100	Dacia 1300	Saviem 797-05 <sup>1</sup>	MAN D 2156 HMN	MAN D 2156 MTN	D 115	D 103 <sup>2</sup>	D 105	D 127 <sup>3</sup>
Tipul	MAS	MAS	MAS	MAS	MAC	MAC	MAC <sup>4</sup>	MAC	MAC	MAC <sup>4</sup>	MAC
Numărul de timpi	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
$P_e$ [kW/CP]	103 140	55 75	31,6 43	39,7 54	99,3 135	159 216	188 256	33 45	47,8 65	95,7 130	51,5 70
$n_P$ [rot/min]	3 600	4 000	4 600	5 250	3 000	2 100	2 200	2 400	1 800	1 200	3 200
$M_e$ [daN.m/kgf.m]	31,4 32	16,2 16,5	7,75 7,9	9,5 9,7	36,3 37	74,5 76	89,7 91,5	14 14,3	28,9 29,5	87,3 89	18,6 18
$n_M$ [rot/min]	2 500	2 500	3 000	3 000	1 700	1 400	1 600	1 200	1 250	900	1 800
$D$ [mm]	97	97	70	73	102	121	121	95	108	146	95
$S$ [mm]	85	84,4	72	77	112	150	150	110	130	204	110
$\psi = S/D$	0,876	0,87	1,0286	1,055	1,09	1,24	1,24	1,166	1,20	1,4	1,16
$i$ (nr. cilindri)	8	4	4	4	6	6	6	3	4	4	4
Așezarea cilindrilor	V-90°	linie	linie	linie	linie	linie	linie	linie	linie	linie	linie
$V_S$ [dm <sup>3</sup> ]	0,628	0,624	0,277	0,322	0,915	1,725	1,725	0,78	1,19	3,42	0,78
$V_t = i \cdot V_S$ [dm <sup>3</sup> ]	5,03	2,495	1,108	1,289	5,49	10,35	10,35	2,34	4,76	13,66	3,12
$\varepsilon = V_a/V_c$	7,2	7,2	8,5	8,5	17	17	17	17	17	17	17
$c_{emin} \left[ \frac{g}{kWh} / \frac{gf}{CPh} \right]$	326 240	313 230	—	—	231 170	224 165	218 160	245 180	258 190	—	245 180
$p_e$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	6,82	6,61	7,44	7,04	7,23	8,8	9,9	7,05	6,70	7,0	6,2
$\bar{W}_P$ [m/s]	10,2	11,25	11,04	13,47	11,2	10,5	11	8,8	7,8	8,16	11,73

$P_L \left[ \frac{kW}{1} / \frac{CP}{1} \right]$	20,5 27,8	22,1 30,1	30,5 41,5	34,2 46,5	18,1 24,6	15,4 20,8	18,2 24,7	14,1 19,2	10,1 13,7	8,1 11	16,5 22,4
$P_{e1} \left[ \frac{kW}{cil} / \frac{CP}{cil} \right]$	12,9 17,5	13,8 18,8	7,9 10,8	9,9 13,5	16,5 22,5	26,5 36	31,3 42,6	11 15	12 16,3	23,9 32,5	12,9 17,5
$m_P \left[ \frac{kg}{kW} / \frac{kgf}{CP} \right]$	3,67 2,7	—	—	1,39 1,02	4,5 3,30	5,0 3,7	4,5 3,3	7,6 5,6	10,1 7,5	25 18,4	5,6 4,1
$i \frac{\pi D^2}{4}$ [dm <sup>2</sup> ]	5,92	5,92	1,52	1,68	4,92	6,9	6,9	2,13	3,68	6,68	2,84
$P_A = \frac{P_{e1}}{\pi D^2/4} \left[ \frac{kW}{dm^2} / \frac{CP}{dm^2} \right]$	17,4 23,7	18,7 25,4	20,5 27,9	23,7 32,3	20,2 27,5	23,0 31,3	27,2 37,0	15,6 21,2	13,0 17,7	14,3 19,5	18,2 24,7
Ordinea de aprindere	1-5-4- 8-6-3- 7-2	1-2-4- 3	1-3-4- 2	1-3-4- 2	1-5-3-6-2-4			1-2-3	1-3-4- 2	1-3-4- 2	1-3-4- 2
Avansul fix la aprindere/ /injecție °RA	10	8	0±1	—	23	26	—	13	24	12	18
Camera de ardere	—	—	—	—	Cameră unitară „M” cu galerie în spirală			Cameră unitară cu supapă ecranată		Cameră separată de pre- ardere	Cameră unitară cu supapă ecranată

<sup>1</sup> În varianta 798-05 dezvoltă 156 CP la 2 900 rot/min prin supraalimentare. <sup>2</sup> În variantele: D-106 (cu D = 105 mm) dezvoltă 52 CP la 1 600 rot/min și D-118 (cu D = 110 mm) dezvoltă 82 CP la 2 200 rot/min. <sup>3</sup> În varianta D-121 dezvoltă 55 CP la 2 400 rot/min. <sup>4</sup> Motoare supraalimentate.



## 2.

### SCHIMBAREA GAZELOR

Schimbarea gazelor are ca scop evacuarea cât mai completă a gazelor de ardere din cilindru și umplerea acestuia cu o cantitate cât mai mare de fluid proaspăt pentru a relua ciclul motor. Schimbarea gazelor cuprinde procesele de admisiune și evacuare. Acestea, deși nu se succed în cadrul unui ciclu, realizează o succesiune firească în timp, în două cicluri succesive și anume, evacuarea dintr-un ciclu precede admisiunea din ciclul următor. Evacuarea influențează astfel admisiunea. În plus, cele două procese sînt definite de o realitate fizică comună, curgerea gazelor, din care cauză se supun aceluiași legi ale dinamicii gazelor. Prezentarea lor în același capitol apare astfel justificată.

#### 2.1. SCHIMBAREA GAZELOR LA MOTOARELE ÎN PATRU TIMPI

##### 2.1.1. ADMISIUNEA NORMALĂ

###### 2.1.1.1. Sistemul de admisiune. Gradul de perfecțiune a umplerii

Procesul de admisiune (*admisiunea*) reprezintă procesul în cursul căruia fluidul proaspăt pătrunde în cilindru motorului. De aceea, se mai numește procesul de umplere (umplerea) a cilindrului.

Procesul de admisiune este de două feluri: 1) procesul de admisiune normală sau, pe scurt, *admisiunea normală*; 2) procesul de admisiune forțată sau *admisiunea forțată*. Admisiunea normală are loc când fluidul proaspăt pătrunde în cilindru sub acțiunea mediului ambiant, asociată cu efectul de deplasare a pistonului. În acest caz, aerul, înainte de a pătrunde în sistemul de admisiune are presiunea ( $p_0$ ) și temperatura ( $T_0$ ) mediului ambiant. Admisiunea forțată are loc când fluidul proaspăt pătrunde în cilindru sub acțiunea unei suflante care îl comprimă în prealabil, asociată cu deplasarea pistonului. În cazul admisiunii forțate, fluidul proaspăt, înainte de a pătrunde în sistemul de admisiune, are presiunea ( $p_s$ ) și temperatura ( $T_s$ ) care se stabilesc la ieșirea din organul de refulare al suflantei. La motoarele în patru timpi, admisiunea

forțată se numește *supraalimentare*. Motorul în patru timpi cu admisiune forțată se numește *motor supraalimentat*.

Sistemul de admisiune normală la MAS este alcătuit (fig. 2.1, a) din filtrul de aer  $F$ , camera de amestec a carburatorului  $CAM$  care conține difuzorul  $D$  și obturatorul  $Ob$ , conducta de admisiune  $CA$  cu „pata caldă”  $PC$  (realizată prin încălzirea locală a conductei cu gaze de evacuare sau cu lichidul cald din sistemul de răcire), galeria de admisiune  $GA$  practică în chiu-lasă, la capătul căreia se află orificiul de admisiune  $O_a$ , obturat de supapa de admisiune  $SA$ . La MAC sistemul este alcătuit din aceleași elemente mai puțin camera de amestec și pata caldă.

Sistemul de admisiune forțată la MAC este alcătuit (fig. 2.1, b) din filtrul de aer  $F$ , suflanta  $S$ , conducta de admisiune  $CA$ , galeria de admisiune  $GA$  la capătul căreia se află orificiul  $O_a$ , obturat de supapa  $SA$ . Astăzi, în mod curent, motoarele supraalimentate pentru autovehicule sînt prevăzute cu un echipament de supraalimentare numit *turbosuflantă*. Echipamentul cuprinde suflanta  $S$  antrenată de turbina  $T$ . Pe axul comun  $A$  se fixează rotorul  $R_s$  al suflantei și rotorul  $R_t$  al turbinei.

Din relațiile (1.31), (1.35) rezultă

$$P_e[\text{kW}] = (1/3600) C_e Q_i \eta_e; \quad P_e[\text{CP}] = (1/632) C_e Q_i \eta_e, \quad (2.1)$$

unde,  $C_e$  este în kg/h și  $Q_i$  în kJ/kg, respectiv  $C_e$  în kgf/h și  $Q_i$  în kcal/kgf, ceea ce arată că puterea unui motor este proporțională cu consumul orar de combustibil, dacă  $\eta_e = \text{ct.}$

Consumul orar de aer  $C_a$  se determină știind că (v. par. 1.2) pentru arderea a 1 kg combustibil sînt necesare  $L$  kg aer. Prin urmare

$$C_a[\text{kg/h}] = C_e \cdot L; \quad C_a[\text{kgf/h}] = C_e \cdot L \quad (2.2)$$

unde  $C_e$  este în kg/h (kgf/h) și  $L$  în kg/kg (kgf/kgf).

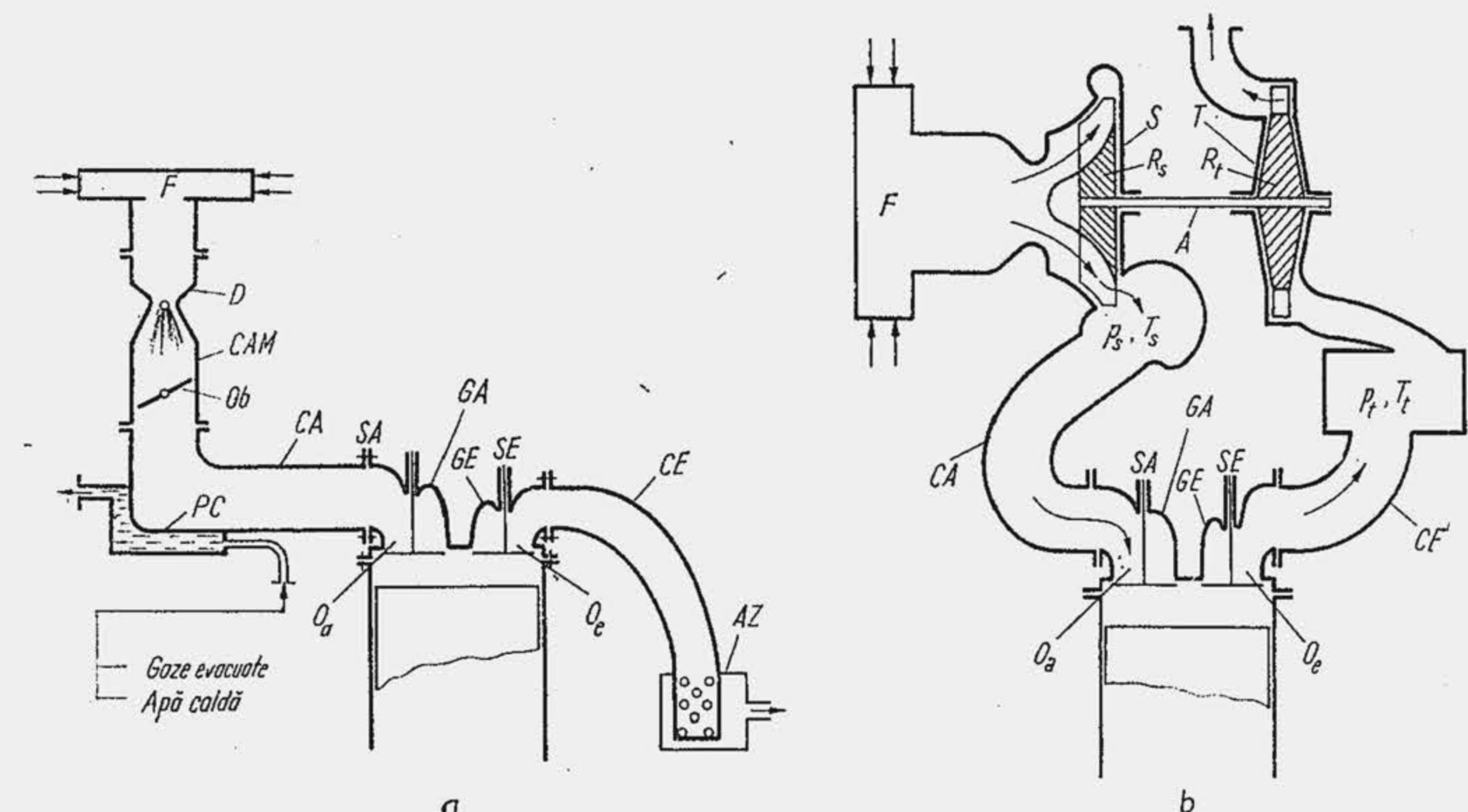


Fig. 2.1 Schema sistemului de admisiune: MAS-admisiune normală (a); MAC-admisiune forțată prin turbosupraalimentare (b).



Pe baza relației (1.10) rezultă

$$C_a = \lambda L_{min} C_c. \quad (2.3)$$

Se substituie relația (2.3) în (2.1) și se obține

$$P_e[\text{kW}] = \frac{1}{3600} \frac{Q_i}{L_{min}} \frac{\eta_e}{\lambda} C_a; \quad P_e[\text{CP}] = \frac{1}{632} \frac{Q_i}{L_{min}} \frac{\eta_e}{\lambda} C_a \quad (2.4)$$

unde  $Q_i$  este în kJ/kg sau kcal/kgf.

La MAS se admite simultan aer și combustibil sau fluid proaspăt. Consumul orar de fluid proaspăt este  $C_{fp} = C_a + C_c$  sau cu relația (2.3)  $C_{fp} = C_a(1 + \lambda L_{min})/\lambda L_{min}$ , astfel că

$$C_a = C_{fp}/f_\lambda \quad (2.5); \quad f_\lambda = (1 + \lambda L_{min})/\lambda L_{min}. \quad (2.6)$$

Substituind relația (2.5) în (2.4) rezultă

$$P_e[\text{kW}] = \frac{1}{3600} \frac{Q_i}{f_\lambda L_{min}} \frac{\eta_e}{\lambda} C_{fp}; \quad P_e[\text{CP}] = \frac{1}{623} \frac{Q_i}{f_\lambda L_{min}} \frac{\eta_e}{\lambda} C_{fp}, \quad (2.7)$$

$f_\lambda$  fiind factorul de corecție a dozajului. Relațiile (2.4) și (2.7) arată că puterea unui motor este proporțională cu consumul orar de aer sau consumul orar de fluid proaspăt, ceea ce explică eforturile științifice, de proiectare și tehnologie, care se fac pentru ca o cilindree executată să admită o cantitate cât mai mare de aer sau fluid proaspăt. Se observă că relația (2.7) se reduce la (2.4) în cazul MAC-ului, întrucât  $C_c = 0$ ,  $f_\lambda = 1$  iar  $C_{fp} = C_a$ .

Se determină consumul teoretic de fluid proaspăt (cazul general), adică acel consum care se stabilește într-un proces de admisiune fără pierderi (un proces de curgere fără pierderi este un proces în care se exclud rezistențele gazodinamice ale traseului și încălzirea fluidului prin frinare sau transfer local). Procesul de admisiune are loc fără pierderi termogazodinamice, dacă fluidul proaspăt admis în cilindrul  $V_s$  se află în aceleași condiții de stare ca acelea care există înainte de intrarea lui în sistemul de admisiune—condiții de stare a mediului ambiant la motoarele cu admisiune normală sau condiții de stare care se stabilesc la ieșirea din suflantă, la motoarele cu admisiune forțată, în ambele cazuri denumite *condiții inițiale de stare*. În primul caz, densitatea fluidului proaspăt este  $\rho_{ofp}(\rho_0, T_0)$  în kg/m<sup>3</sup>, iar greutatea specifică este  $\gamma_{ofp}(\rho_0, T_0)$  în kgf/m<sup>3</sup>, în al doilea caz cele două mărimi sînt  $\rho_{sfp}(\rho_s, T_s)$  respectiv  $\gamma_{sfp}(\rho_s, T_s)$ . Masa teoretică de fluid proaspăt  $m_{ofp}$ , respectiv greutatea teoretică  $G_{ofp}$ , rezultă din relațiile

$$m_{ofp}[\text{kg}] = 10^{-3} V_s \rho_{ofp}; \quad G_{ofp}[\text{kgf}] = 10^{-3} V_s \gamma_{ofp}, \quad (2.8)$$

unde  $V_s$  este în dm<sup>3</sup>. Se obține consumul teoretic de fluid proaspăt la motorul cu admisiune normală, înmulțind  $m_{ofp}$  cu numărul de cilindri și numărul de cicluri pe oră (v. rel. 1.7)

$$C_{ofp}[\text{kg/h}] = m_{ofp} \cdot 60 n / (\nu/2) = 0,12 \rho_{ofp} V_s \nu n / \nu, \quad (2.9)$$

iar la motorul cu admisiune forțată

$$C_{sfp}[\text{kg/h}] = 0,12 \rho_{sfp} V_s \nu n / \nu. \quad (2.10)$$

Densitatea fluidului proaspăt se determină astfel: din ecuația de stare rezultă

$$\rho_{ofp} = \rho_0 / R_{fp} T_0; \quad \rho_{oa} = \rho_0 / R_a T_0; \quad \text{de unde } \rho_{ofp} = \rho_{oa} R_a / R_{fp} \quad (2.11)$$

unde  $R_{fp}$ ,  $R_a$  sînt constantele specifice ale fluidului proaspăt, respectiv aerului. Pe de altă parte

$$R_{fp} = \sum P_{mi} R_i \text{ sau } R_{fp} = P_{ma} R_a + P_{mc} R_c, \quad (2.12)$$

unde  $P_{ma}$  și  $P_{mc}$  sînt participațiile masice ale aerului, respectiv combustibilului, care se determină din relațiile:

$$P_{ma} = C_a / (C_a + C_c), \quad P_{mc} = C_c / (C_a + C_c), \quad (2.13)$$

sau, ținînd seama de relația (2.3)

$$P_{ma} = \lambda L_{min} / (1 + \lambda L_{min}) \quad (a); \quad P_{mc} = 1 / (1 + \lambda L_{min}) \quad (b). \quad (2.14)$$

Substituind relațiile (2.14) în (2.12) și apoi în (2.11) rezultă

$$\rho_{ofp} = f_\rho \cdot \rho_{oa} \quad (a); \quad f_\rho = (1 + \lambda L_{min}) / (\lambda L_{min} + R_c / R_a) \quad (b), \quad (2.15)$$

unde  $f_\rho$  este factorul de corecție a densității. La MAC,  $R_c = R_a$  iar  $f_\rho = 1$ . La MAS,  $R_c = 8314/M_c$  [J/kmolK] sau  $848/G_{Mc}$  [kgf/kmol K],  $M_c$  ( $G_{Mc}$ ) fiind masa (greutatea) moleculară a combustibilului în kg/kmol, (kgf/kmol). Asimilînd benzina cu octanul, rezultă  $M_c = 114$  kg/kmol;  $R_c = 73$  J/kg K (= 7,44 kgf/kmol K). În plus  $R_a = 287$  J/kg K (= 29,27 kgf/kmol K).

**Exemplul numeric 2.1.** Să se determine consumul teoretic de fluid proaspăt al motorului turismului Dacia 1300, la sarcină totală și turația  $n_p = 5250$  rot/min, cînd  $\lambda = 0,88$ . Densitatea aerului la 760 mm Hg și 273 K este 1,29 kg/m<sup>3</sup>.

**R.** Se aplică relația (2.15) apoi (2.14) și se obține:  $f_\rho = (1 + 0,88 \cdot 15) / (0,88 \cdot 15 + 73/287) = 1,055$ ;  $\rho_{ofp} = 1,055 \cdot 1,29 = 1,36$  kg/m<sup>3</sup>. Se aplică relația (2.9):  $C_{ofp} = 0,12 \cdot 1,36 \cdot 0,325 \cdot 4 \cdot 5250/4 = 278,46$  kg/h.

Relațiile (2.9) sau (2.10) arată că consumul teoretic de fluid proaspăt variază liniar cu turația.

Consumul real de fluid proaspăt (simplu — consumul de fluid proaspăt) se determină pe cale experimentală. În acest scop se utilizează un debitmetru de gaz sau un dispozitiv cu diafragmă. Consumul orar de combustibil se determină prin cîntărire. Suma lor determină pe  $C_{fp}$  la MAS. La MAC,  $C_{fp} = C_a$ . În încercările standard se folosește curent dispozitivul cu diafragmă (fig. 2.2).

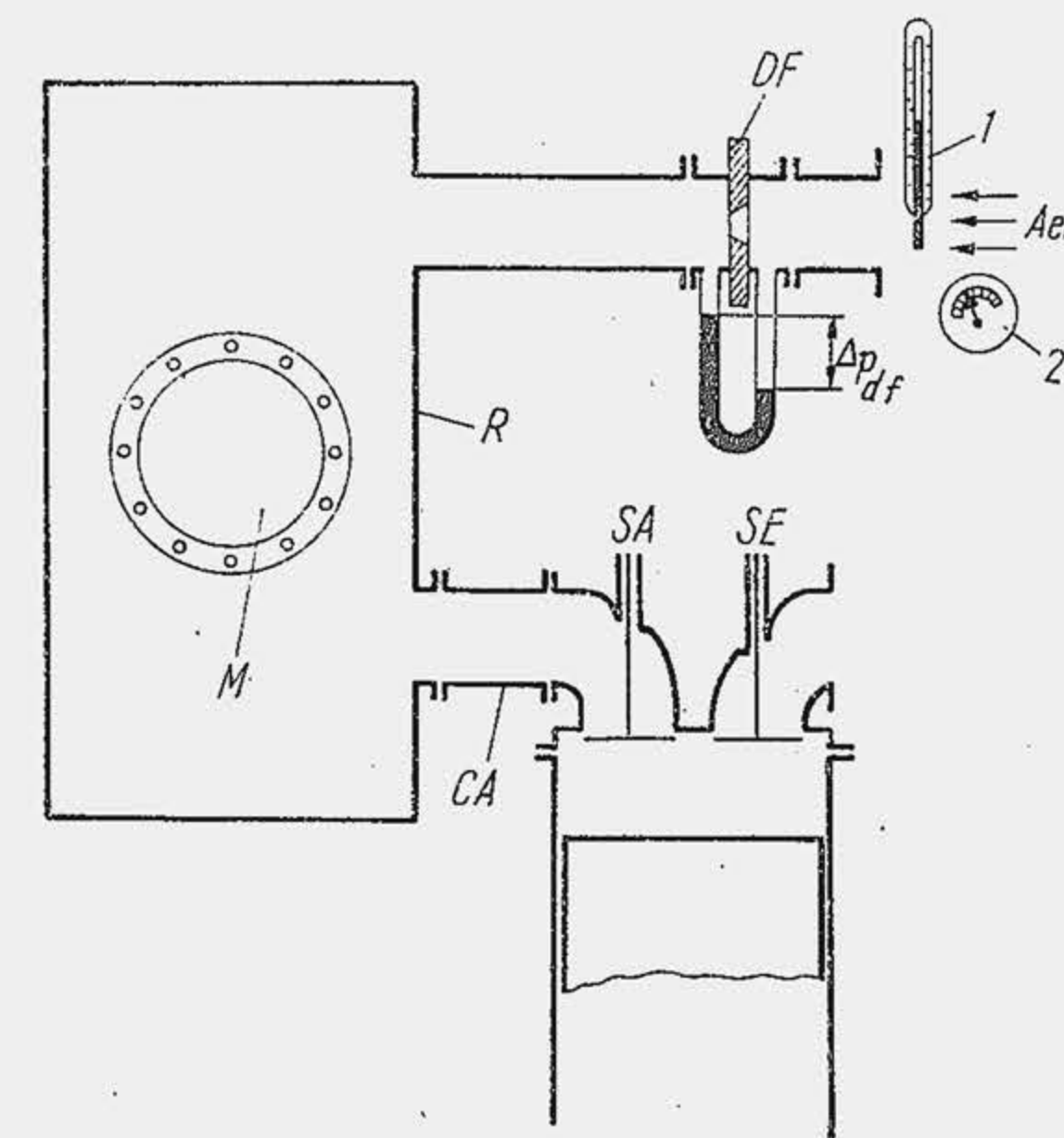


Fig. 2.2 Schema instalației pentru măsurarea consumului de aer: 1 — termometru; 2 — barometru; M — membrană de cauciuc.



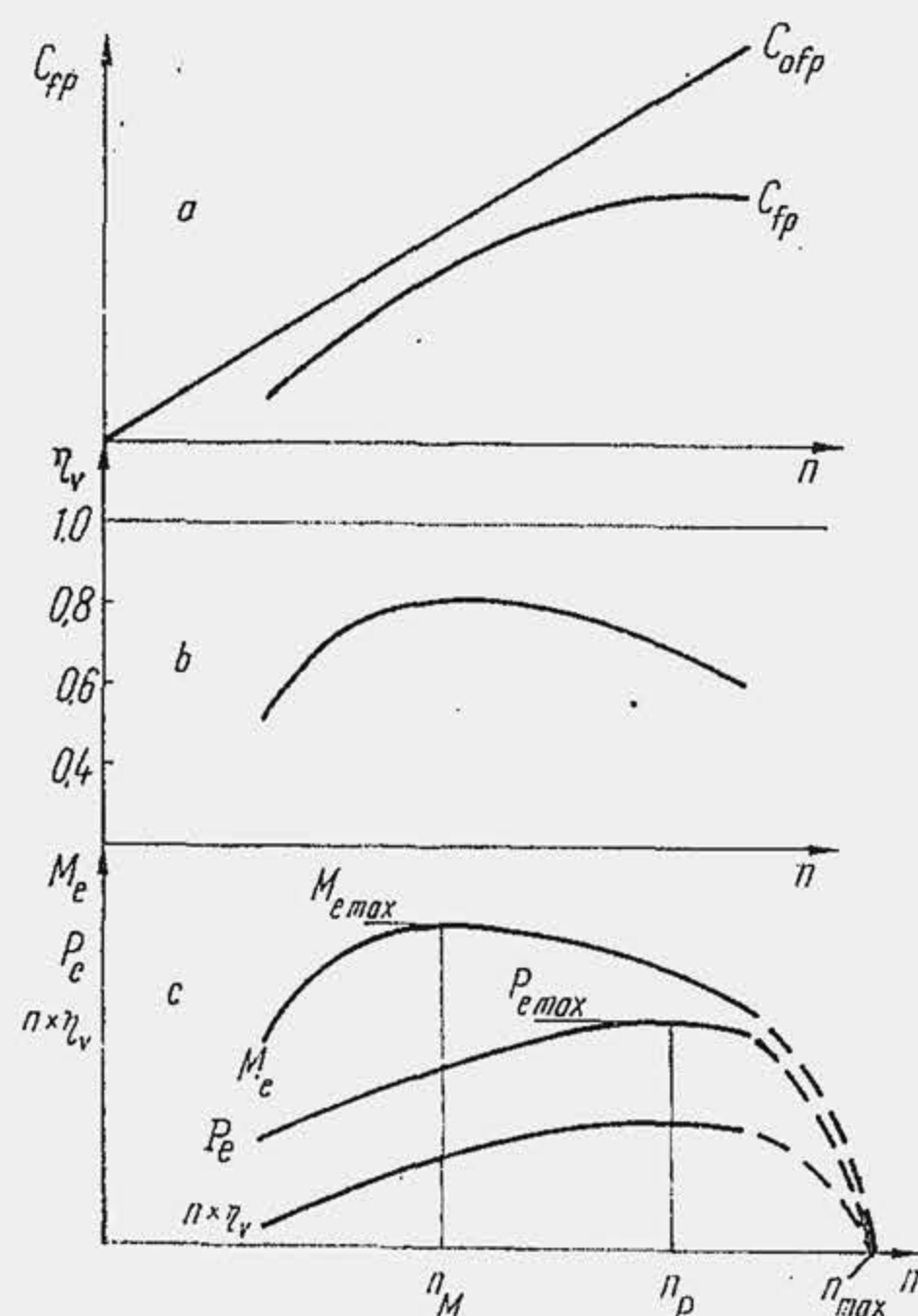


Fig. 2.3. Variația unor mărimi caracteristice cu turația.

unde,  $\varphi_{df}$  este coeficientul pierderilor de viteză;  $\mu_{df}$  — coeficientul de debit al diafragmei;  $A_{df}$  — aria secțiunii orificiului diafragmei, în  $m^2$ ;  $\rho_0$  — densitatea aerului în  $kg/m^3$  ( $\gamma_0$  — greutatea specifică în  $kgf/m^3$ );  $\Delta p_{df}$  în  $N/m^2$  (în ST în  $mm H_2O$ ;  $1 mm H_2O = 10^{-4} kgf/cm^2 = 9,81 N/m^2 = 9,81 Pa$ , v. și tab. 9.2). Pentru tehnica de măsurare a debitului de aer vezi lucrările [6], [18] și STAS 7347/1-74.

**Exemplul numeric 2.2.** Să se determine consumul de aer și de fluid proaspăt la motorul turismului Dacia 1300, dacă la sarcină totală și  $n = 5250$  rot/min se citește  $\Delta p_{df} = 1764 N/m^2$  (180 mm  $H_2O$ ). Diafragma are orificiul de 40 mm diametru. Măsurările se efectuează la  $p_0 = 0,1 \cdot 10^6 N/m^2 = 0,1 MPa$  ( $= 756 mmHg$ ),  $T_0 = 300 K$ . Coeficientul de debit  $\mu_{df} = 0,62$ . Consumul de combustibil măsurat este 13,5 kg/h.

**R.** Densitatea  $\rho_0 = (1/287) p_0/T_0 = (1/287) \cdot 0,1 \cdot 10^6/300 = 1,17 kg/m^3$ . Se aplică relația (2.16\*):  $C_a = 0,62 (\pi \cdot 40^2 \cdot 10^{-6}/4) (2 \cdot 1764 \cdot 1,17)^{0,5} \cdot 3600 = 180 kg/h$ .  $C_{fp} = C_a + C_e = 180 + 13,5 = 193,5 kg/h$ , ceea ce reprezintă 70% din  $C_{ofp}$  (v. Exemplul numeric 2.1).

În figura 2.3, a s-a reprezentat consumul teoretic de fluid proaspăt  $C_{ofp}$  și consumul măsurat  $C_{fp}$  în funcție de turație. Comparînd consumul măsurat cu consumul teoretic se constată două fapte fundamentale: 1) consumul măsurat este mai mic decât consumul teoretic în tot domeniul de turații; 2) raportul dintre consumul real și cel teoretic este variabil cu turația. Aceste realități sînt hotărîtoare pentru performanțele motoarelor de autovehicule.

Faptul că  $C_{fp} < C_{ofp}$  atrage atenția că admisiunea are loc cu pierderi. Nivelul relativ al pierderilor se apreciază prin raportul celor două consumuri, care se notează cu  $\eta_v$

$$\eta_v = C_{fp}/C_{ofp} \quad (2.17)$$

Între conducta cu diafragma  $DF$  și conducta de admisiune  $CA$  se montează un rezervor de liniștire  $R$ , în scopul de a atenua pulsațiile de presiune produse în  $CA$  de admisiunea periodică a aerului. Diafragma reprezintă un disc cu un orificiu calibrat. Cu ajutorul unui manometru diferențial se determină diferența de presiune  $\Delta p_{df}$  la fețele diafragmei. Pe baza legii lui Bernoulli se obține viteza de curgere prin orificiul diafragmei

$$W_{df}[m/s] = \varphi_{df} \sqrt{\frac{2\Delta p_{df}}{\rho_0}} \left( = \varphi_{df} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \Delta p_{df}}{\gamma_0}} \right) \quad (2.16)$$

iar din ecuația debitului rezultă consumul de aer

$$C_a[kg/h] = \mu_{df} A_{df} \sqrt{2\rho_0 \Delta p_{df}} \cdot 3600, \quad (2.16^*)$$

și se numește *coeficient de umplere, randament volumetric sau grad de umplere\**. Gradul de umplere reprezintă un criteriu de perfecțiune a procesului de admisiune. Cu cît  $\eta_v$  are o valoare mai ridicată cu atît pierderile sînt mai mici. Ca urmare  $\eta_v$  este un criteriu de comparație a sistemelor de admisiune a motoarelor.

Se substituie relația (2.17) în (2.7) și se obține

$$P_e = \frac{1}{3600} \frac{Q_i}{f_\lambda L_{min}} C_{ofp} \frac{\eta_e}{\lambda} \eta_v, \quad (2.18)$$

ceea ce arată că puterea efectivă este cu atît mai mare cu cît  $\eta_v$  are o valoare mai ridicată.

Motoarele pentru autovehicule funcționează cu turații variabile. Se urmărește în continuare implicația pe care o are variația lui  $\eta_v$  cu turația (fig. 2.3, b). Se substituie în relația (2.18),  $C_{ofp}$  din (2.9) și se ține seama de (2.15, a), astfel că rezultă \*\*

$$P_e = \frac{0,12}{3600} \cdot \frac{Q_i}{L_{min}} \cdot \rho_{0a} \frac{V_s^i}{v} \cdot \frac{\eta_e}{\lambda} n \cdot \eta_v, \quad (2.19)$$

relație care arată că puterea efectivă a unui motor este proporțională cu produsul  $n \cdot \eta_v$ . Se neglijează aici variația cu turația a raportului  $\eta_e/\lambda$  și se observă că după atingerea unei valori maxime ( $\eta_{vmax}$ ) gradul de umplere scade cu turația. Rezultă deci că puterea cea mai mare a motorului  $P_{emax}$  se obține acolo unde  $n \cdot \eta_v = (n \cdot \eta_v)_{max}$  (fig. 2.3, c). Astfel, funcția  $\eta_v(n)$  hotărîște perechea de valori  $P_{emax} \cdot n_P$  (v. par. 1.5). Cînd  $n > n_P$ ,  $\eta_v$  scade mai repede decît crește  $n$ , iar la limită  $\eta_v = 0$  (linia întreruptă) și  $P_e = 0$ .

Substituind pe  $P_e$  din relația (1.20) în (2.19) se obține după simplificări

$$M_e[daN \cdot m] = 31,84 \cdot 10^{-3} (Q_i/L_{min}) (1/v) V_s^i \rho_{0a} \eta_v \eta_e/\lambda \quad (2.20)$$

$$M_e[kgfm] = 0,136 (Q_i/L_{min}) (1/v) V_s^i \gamma_{0a} \eta_v \eta_e/\lambda, \quad (2.20^*)$$

unde  $Q_i$  este în  $kJ/kg$ , respectiv  $kcal/kgf$ ;  $L_{min}$  în  $kg/kg$ , respectiv  $kgf/kgf$ ;  $\rho_{0a}$  în  $kg/m^3$ ;  $\gamma_{0a}$  în  $kgf/m^3$ ;  $V_s$  în  $dm^3$ .

Relația arată că  $M_e$  este cu atît mai mare cu cît gradul de umplere este mai ridicat. Pe de altă parte se observă că  $M_e$  nu depinde direct de turație, ci prin intermediul lui  $\eta_v$  (ipoteza  $\eta_e/\lambda = ct$ ). Prin urmare, funcția  $M_e(n)$  este aceeași cu  $\eta_v(n)$ . Această particularitate a relației (2.20) arată importanța variației lui  $\eta_v$  cu turația. Alura lui  $\eta_v(n)$  decide perechea de valori  $M_{emax} \cdot n_M$  (v. par. 1.5) din figura 2.3, c. Dependența  $M_e(\eta_v)$  face ca motorul cu ardere internă să fie impropriu pentru tracțiune, deși el a căpătat o răspîndire atît

\* Primele două denumiri, deși răspîndite în literatură sînt improprii: prima nu ilustrează un grad de perfecțiune al procesului; a doua deși are această calitate, se referă la procese energetice. În cele ce urmează se va adopta a treia denumire.

\*\* Cînd se operează substituțiile arătate, se obține că  $P_e$  este proporțional și cu raportul  $f_p/f_\lambda$ . Dacă  $\lambda$  crește de la 0,7 la 1,2 acest raport crește de la 0,977 la 0,985, ceea ce reprezintă mai puțin de 1%, motiv pentru care s-a admis că  $f_p/f_\lambda = 1$ , condiție care la MAC este, dealtfel, îndeplinită.



de largă, tocmai în acest domeniu. În adevăr, când momentul rezistent crește, viteza de înaintare a autovehiculului se micșorează, dacă puterea disponibilă a instalației de forță este invariabilă. Presupunând că arborele cotit este cuplat direct cu arborele de transmisie, urmează o reducere proporțională a turației. Motorul ar trebui să dezvolte în acest caz un moment sporit. Urmărind însă alura de variație a lui  $\eta_v$  (fig. 2.3, b) și a lui  $M_e$  (fig. 2.3, c) cu turația, se observă că dezideratul enunțat este realizat numai în parte și anume când  $n$  scade de la  $n_P$  la  $n_M$ . Când  $n$  coboară sub  $n_M$ ,  $M_e(\eta_v)$  variază în sens opus cu dezideratul enunțat. De aici rezultă necesitatea unui convertizor de cuplu, când un motor cu ardere internă este destinat tracțiunii.

Proiectarea unui motor pentru un autovehicul are prin urmare două obiective fundamentale, în ceea ce privește perfecționarea sistemului de admisiune: 1) să asigure o valoare cât mai mare a lui  $\eta_v$  la turația  $n_P$  la care se atinge vârful de putere ( $P_{e\max}$  reprezintă un indice competitiv fundamental); 2) să asigure o variație a lui  $\eta_v$  cu  $n$  cât mai apropiată de cerințele tracțiunii, adică o valoare cât mai înaltă a momentului  $M_{e\max}$  la o turație  $n_M$  cât mai mică în raport cu  $n_P$  (v. par. 9.5).

Substituind în relația (2.20) pe  $M_e$  din (1.21) și ținând seama de (1.29) se obține după simplificări

$$\left. \begin{aligned} p_e[\text{daN/cm}^2] &= 10^{-2}(Q_i/L_{min}) \rho_{0a} \eta_v \eta_m \eta_i / \lambda \\ p_e[\text{kgf/cm}^2] &= 427 \cdot 10^{-4} (Q_i/L_{min}) \gamma_{0a} \eta_v \eta_m \eta_i / \lambda \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

unde  $Q_i$ ,  $L_{min}$ ,  $\rho_{0a}$ ,  $\gamma_{0a}$  se măsoară în unitățile precizate la relațiile (2.20) și (2.20\*).

Relația (2.21) este de asemenea fundamentală deoarece precizează căile de sporire a lucrului mecanic specific sau de variație a acestuia cu turația. În ipoteza  $\eta_e/\lambda = \text{ct}$ , alura lui  $p_e$  este aceeași cu a lui  $\eta_v$ .

**Exemplul numeric 2.3.** Să se determine lucrul mecanic specific al motorului turismului Dacia 1300 la sarcina totală și turația  $n_M = 3000$  rot/min, dacă  $c_e = 292$  g/kWh (= 215 gf/CPh),  $\lambda = 1,025$ ,  $\eta_v = 0,87$ ,  $\rho_{0a} = 1,29$ .

R. Din relațiile (1.35) și (1.35\*) se obține:  $\eta_e = 3,6 \cdot 10^6 / 292 \cdot 43524 = 0,283$ ;  $\eta_e = 632 \cdot 10^3 / 215 \cdot 10400 = 0,283$ .

Din relațiile (2.21) se obține:  $p_e = 10^{-2} (43524/15) \cdot 1,29 \cdot 0,87 \cdot 0,283 / 1,025 = 9$  daN/cm<sup>2</sup>;  $p_e = 427 \cdot 10^{-4} (10400/15) \cdot 1,29 \cdot 0,87 \cdot 0,283 / 1,025 = 9,16$  kgf/cm<sup>2</sup>.

**Exemplul numeric 2.4.** Să se determine gradul de umplere a motorului turismului Dacia 1300 la sarcină totală și turația  $n_P = 5250$  rot/min. Cu cât scade  $\eta_v$  față de valoarea determinată la  $n_M = 3000$  rot/min. Se ia  $\lambda = 1,03$ ,  $p_e = 7$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\eta_e = 0,274$  (v. ex. num. 1.3 și 1.5).

R. Din relația (2.21) rezultă:  $\eta_v = 7,0 \cdot 15 \cdot 1,03 \cdot 100 / 43524 \cdot 1,29 \cdot 0,274 = 0,70$ ;  $\eta_v = 7,14 \cdot 15 \cdot 1,03 \cdot 10^4 / 10500 \cdot 427 \cdot 1,29 \cdot 0,274 = 0,70$ . Apoi  $\Delta\eta_v/(\eta_v)_{3000} = (0,87 - 0,70) \cdot 100 / 0,87 = 19,5\%$ .

La calculul ciclului motor, pentru simplitate, se exprimă cantitatea de fluid motor în unități molare (kmol) sau volumetrice (m<sup>3</sup>). În acest caz gradul de umplere se definește convenabil după cum urmează:

— fie  $m_{fp}$  masa de fluid proaspăt ( $G_{fp}$  — greutatea de fluid proaspăt) reținută în cilindru la finele admisiunii, adică după închiderea supapei SA. Volumul de fluid proaspăt  $V_0$ , care corespunde masei  $m_{fp}$ , se măsoară în condițiile

inițiale de stare ( $p_0$ ,  $T_0$  — admisiune normală;  $p_s$ ,  $T_s$  — supraalimentare) și se determină din ecuația de stare a gazelor

$$p_0 V_0 = m_{fp} R_{fp} T_0; \quad p_0 V_0 = G_{fp} R_{fp} T_0 \quad (2.22)$$

— fie  $v_{fp}$  numărul de kmoli de fluid proaspăt reținut în cilindru (care corespunde masei  $m_{fp}$ ) și  $M_{fp}(G_{Mfp})$  — masa (greutatea) moleculară a fluidului proaspăt, în kg/kmol (kgf/kmol). Atunci,  $m_{fp} = v_{fp} M_{fp}$  ( $G_{fp} = v_{fp} G_{Mfp}$ ) și se substituie în relația (2.22),

$$p_0 V_0 = v_{fp} R T_0 \quad (2.23)$$

unde  $R = 8314$  J/kmol K, respectiv  $R = 848$  kgfm/kmol K (v. Anexa 2);

— se notează cu  $v_{ofp}$  numărul de kmoli de fluid proaspăt teoretic, corespunzător masei  $m_{ofp}$  care ocupă cilindrul  $V_s$  și se scrie ecuația de stare a gazelor

$$p_0 V_s = m_{ofp} R_{fp} T_0 \quad (2.24)$$

sau

$$p_0 V_s = v_{ofp} R T_0; \quad (2.25)$$

— împărțind relațiile (2.22) cu (2.24) și (2.23) cu (2.25) se obține

$$\eta_v = \frac{m_{fp}}{m_{ofp}} = \frac{G_{fp}}{G_{ofp}} = \frac{v_{fp}}{v_{ofp}} = \frac{V_0}{V_s}, \quad (2.26)$$

ceea ce arată că *gradul de umplere* este raportul dintre cantitatea (masică, gravimetrică, molară, volumetrică) de fluid proaspăt reținută în cilindru la sfârșitul procesului de admisiune și cantitatea teoretică de fluid proaspăt care ar ocupa cilindrul  $V_s$  în condiții inițiale de referință, adică într-un proces fără pierderi termogazodinamice. Pentru motorul supraalimentat indicele 0 se înlocuiește cu indicele s.

#### 2.1.1.2. Investigația procesului de admisiune normală

Investigația procesului de admisiune se efectuează experimental și teoretic și urmărește să evidențieze natura și nivelul pierderilor termogazodinamice.

Pierderile gazodinamice fiind determinate de frecarea curentului de gaze cu pereții, de variațiile locale de presiune și de modificările de direcție ale traseului de curgere, vor avea drept consecință reducerea de presiune în lungul traseului, inclusiv în cilindru, față de presiunea inițială.

Variația presiunii în lungul traseului de admisiune la un moment dat se arată în figura 2.4. O primă cădere de presiune se înregistrează la ieșirea aerului din filtru ( $\Delta p_{fi}$ ); o a doua cădere importantă de presiune se înregistrează în camera de amestec a carburatorului ( $\Delta p_{ca}$ ) determinată de rezistențele locale ale difuzorului și obturatorului; a treia cădere importantă de presiune ( $\Delta p_{sa}$ ) se produce după ieșirea fluidului proaspăt din orificiul  $O_a$  sau la tre-



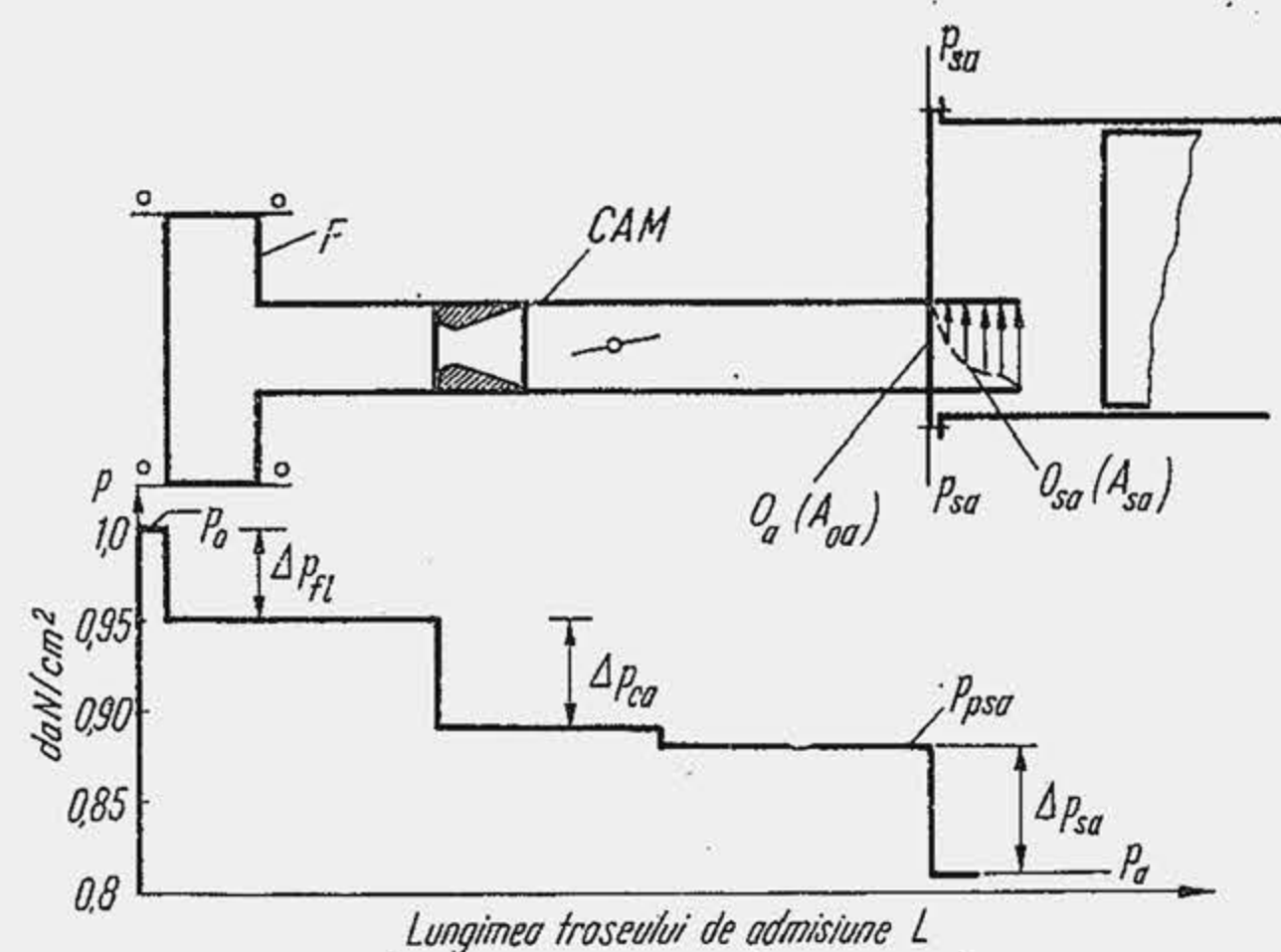


Fig. 2.4. Variația presiunii în lungul traseului de admisiune.

ciul de admisiune și deci, în parte, cantitatea de fluid proaspăt care pătrunde în cilindru. Apoi, diferența  $p_{psa} - p_0$  însumează căderea globală de presiune în sistemul de admisiune și ilustrează rezistența totală a sistemului. Se admite în continuare  $p_{psa} = p_{ga}$ . În par. 2.1.6 această simplificare este eliminată.

Valorile instantanee ale presiunilor  $p_{ga}$  și  $p_a$  se determină cu ajutorul indicatorului piezo-electric (fig. 2.5). Instalația este alcătuită dintr-un receptor  $R$  de presiune, un amplificator de tensiune  $A$  (sarcina electrică  $Q$ , corespunzătoare presiunii, se convertește în tensiunea  $u$  și se amplifică) și un echipament de înregistrare — un oscilograf ( $O_{sc}$ ) când presiunea se vizualizează, sau un înregistrator cu bandă magnetică, dacă valorile se prelucrează direct într-un calculator electronic. Receptorul  $R$  se bazează pe efectul piezoelectric al cristalului de cuarț care constă din polarizarea electrică a acestuia când este încărcat mecanic. Receptorul de presiune ( $b, c$ ) este alcătuit dintr-un corp metalic care se montează în cilindru (pentru  $p$ ) în galeria de admisiune ( $d$ ) în vecinătatea supapei (pentru  $p_{ga}$ ) sau în conducta de admisiune (pentru  $p_{ca}$ ). Receptorul conține două elemente: o membrană elastică (captorul de presiune), care vine în contact cu mediul (fluidul proaspăt), a cărei proprietate se măsoară și o pastilă de cuarț (traductorul), care transformă semnalul de presiune (sarcina mecanică) într-un semnal electric (sarcina electrică, care apare între fețele pastilei și este proporțională cu sarcina mecanică). Semnalul se transmite prin amplificator la sistemul de înregistrare. Traductorul pentru măsurarea presiunii în procesul de schimbare a gazelor are o construcție specială, deoarece trebuie să înregistreze variații mici de presiune. O supapă automată permite cuplarea succesivă a traductorului cu mediul ambiant și cu un rezervor cu gaz de presiune constantă. În acest fel se înregistrează pe aceeași diagramă ( $e$ ) și presiunea atmosferică ( $p_0$ ), presiunea din rezervor ( $p_r$ ), care constituie presiuni de referință, precum și presiunile  $p$ ,  $p_{ca}$  ( $p_{ga}$ ),  $p_{ce}$  ( $p_{ge}$ ). Diferența  $p_r - p_0$  precizează scara diagramei.

\* Orificiul de admisiune  $O_a$  este secțiunea transversală a galeriei de admisiune la îmbinarea acesteia cu cilindru, care este obturată de supapă când aceasta se așază pe sediu, pe scurt, *orificiul liber*. Când supapa se ridică de pe sediu oferă fluidului proaspăt o secțiune variabilă de trecere, care este suprafața laterală a unui trunchi de con (v. fig. 2.8) și care se numește orificiul oferit de supapa de admisiune  $O_{sa}$ , pe scurt, *orificiul oferit*. Aria orificiului  $O_a(A_{oa})$  este constantă și se alege adesea, în determinările experimentale, ca arie de referință (indicele 0), aria orificiului  $O_{sa}$  se notează cu  $A_{sa}$  și variază în limitele  $0 \leq A_{sa} \leq A_{samax} \approx A_{oa}$ .

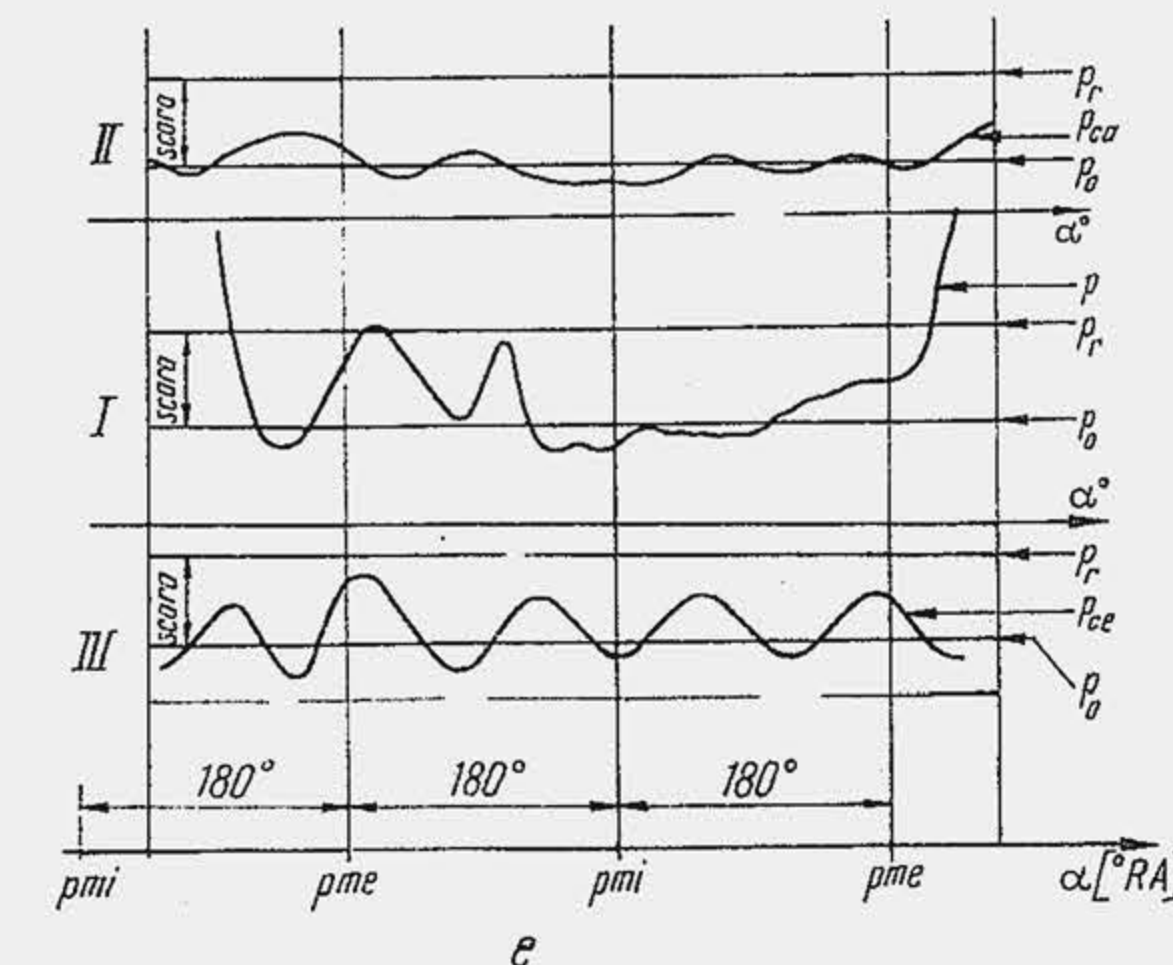
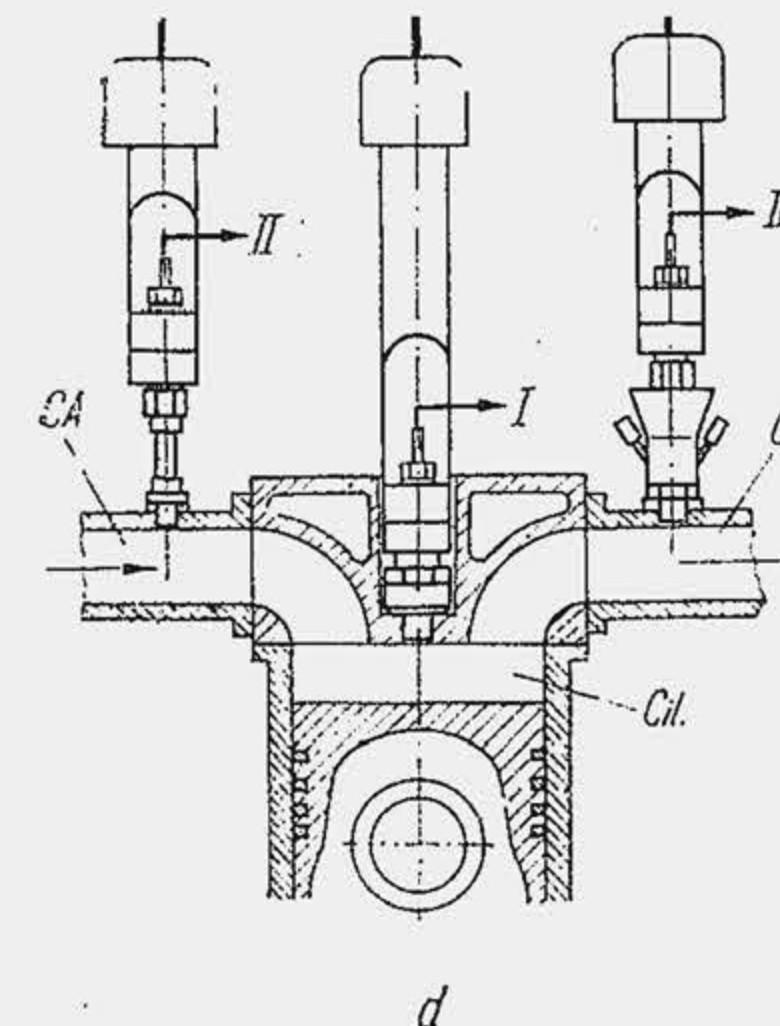
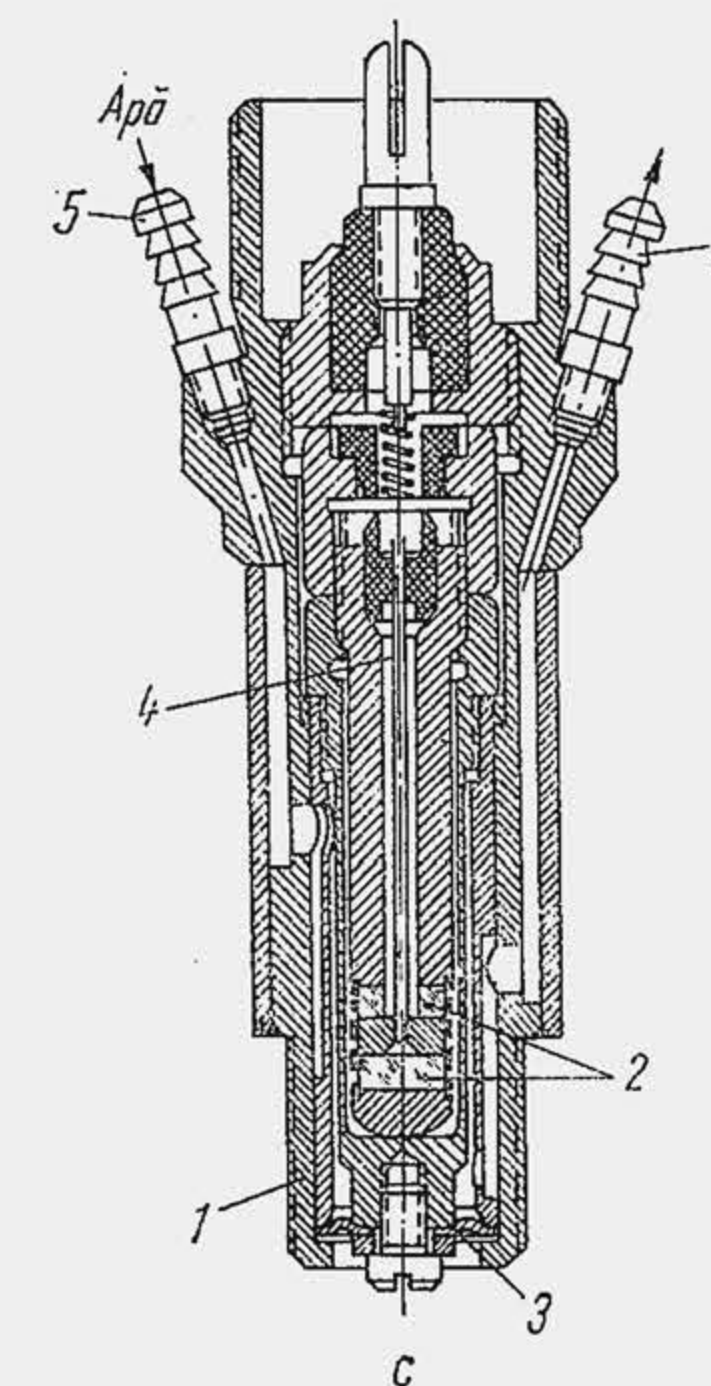
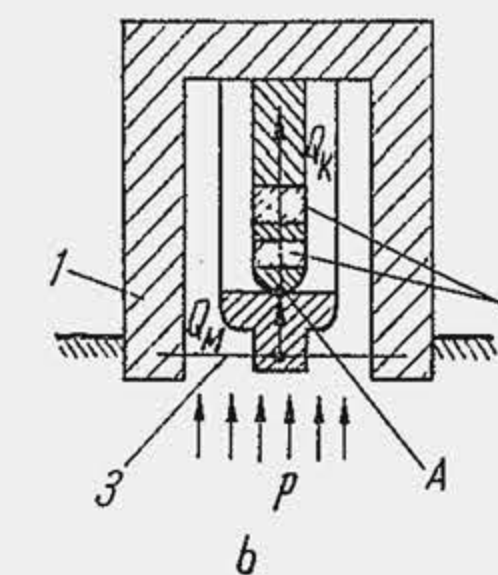
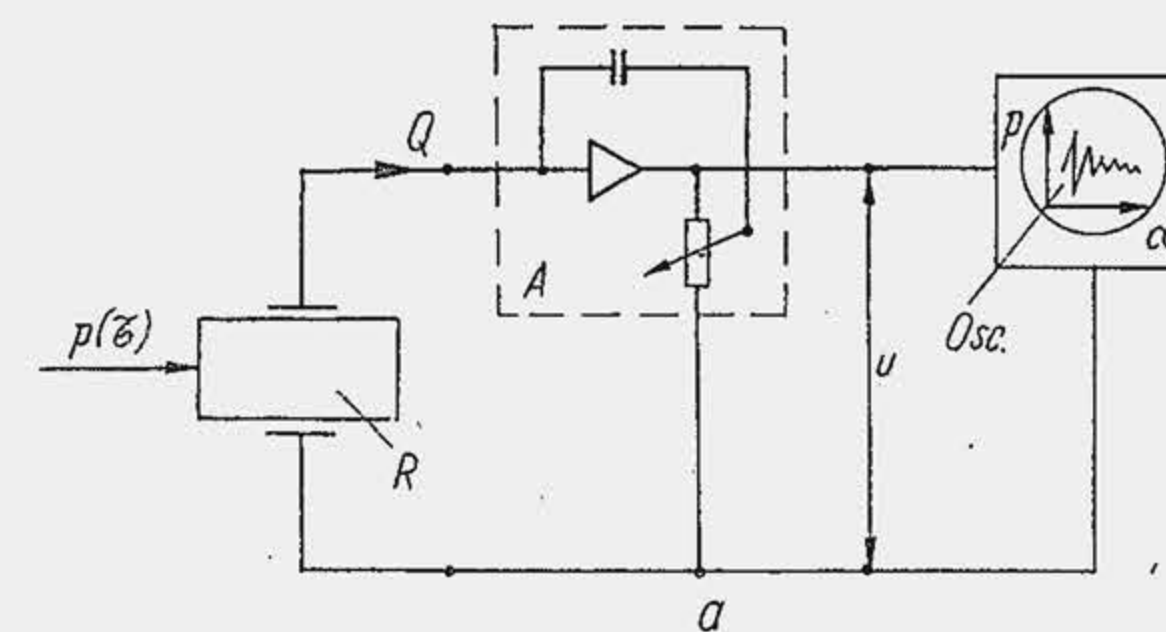


Fig. 2.5. Instalație pentru măsurarea presiunii momentane din cilindru și galerii:  $a$  — schema instalației;  $b$  — schema captatorului de presiune;  $c$  — secțiune prin receptorul de presiune;  $d$  — montajul captatorilor de presiune;  $e$  — variația presiunii cu unghiul RA;

1 — corpul receptorului; 2 — pastile de cuarț; 3 — membrană; 4 — conductor electric; 5 — circuitul apei de răcire.

**Obturarea cilindrului.** Măsurările de presiune din cilindru și galerie sînt insuficiente pentru a descoperi și explica natura unor fenomene specifice admisiunii. Calculul schimbării gazelor la motorul turismului Dacia 1300, pe baza metodei indicate în cap. 28 a permis să se determine presiunea momentană din cilindru ( $p$ ) și din galeria de admisiune, temperatura momentană din cilindru ( $T$ ) (fig. 2.6,  $a$ ), vitezele de curgere prin galerie  $W_{ga}$ , respectiv orificiul oferit  $W_{sa}$  (fig. 2.6,  $b$ ) precum și masa  $m_{fpa}$  sau volumul  $V_{0a}$  de fluid proaspăt care intră în cilindru din momentul inițial pînă la un moment  $\alpha$  care precizează gradul momentan de umplere  $\eta_{v\alpha} = V_{0a}/V_s$  (fig. 2.6,  $c$ ).



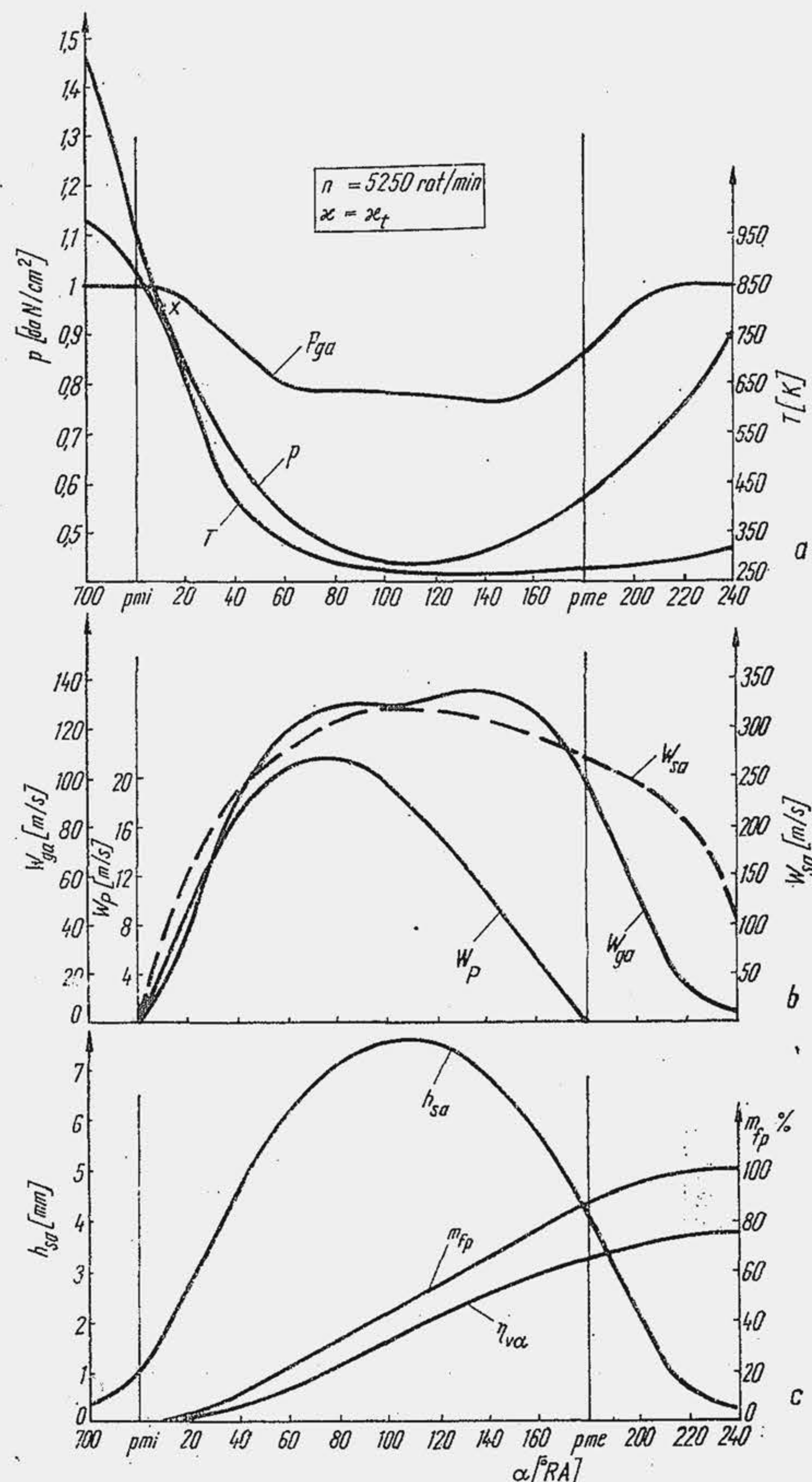


Fig. 2.6. Variația unor mărimi caracteristice, în procesul de admisiune.

Pentru analiza procesului de admisiune se asociază la mărimile amintite, viteza momentană a pistonului  $W_p$ , înălțimea de ridicare a supapei  $h_{sa}$  și aria momentană a secțiunii orificiului oferit  $A_{sa}$  (v. fig. 2.9).

Faptul fundamental care atrage atenția este că la începutul admisiunii,  $p$  scade repede și atinge valori foarte mici, la motoarele rapide de autovehicule. După  $90^\circ RA$ ,  $p = 0,44 \text{ daN/cm}^2$ . Reducerea de presiune la începutul admi-

siunii este impusă de legea de continuitate a curentului, care, în ipoteza curgerii fără pierderi este

$$A_D W_p = A_{sa} W_{sa} = A_{sa} \sqrt{2(p_0 - p)/\rho}$$

sau

$$(A_{sa}/A_D)(1/W_p) = \sqrt{\rho/2(p_0 - p)}$$

unde  $A_D$  este aria secțiunii transversale a cilindrului ( $A_D = \pi D^2/4$ ) iar  $A_{sa}/A_D$  este raportul de obturare a cilindrului. Dacă cilindrul ar oferi integral secțiunea transversală ( $A_{sa} = A_D$ ), umplerea ar decurge la  $p = p_0$  ( $W_p$  este de circa 10 ori mai mic decât  $W_{sa}$  — fig. 2.6, b — și determină o energie cinetică redusă a curentului). Raportul de obturare a cilindrului este foarte mic (nul la început, este la  $40^\circ RA$  după  $p_{mi}$   $3,1 \cdot 100/41,8 = 7,4\%$  și ajunge, pentru  $h_{sa} = h_{sa \max}$ , la  $5,6 \cdot 100/41,8 = 13,2\%$ ) ceea ce obligă presiunea  $p$  să coboare sensibil. Când  $p$  atinge valoarea minimă, aproximativ la  $1/2 S$ ,  $\eta_{v\alpha}$  nu depășește valoarea de 0,3. Reducerea mare de presiune la începutul admisiunii lasă o „urmă” în a doua parte a cursei de admisiune, când presiunea în cilindru crește relativ încet, iar la  $p_{me}$  este încă mult sub  $p_0$  ( $p_{ga}$ ). Din această cauză, la  $p_{me}$  gradul de umplere atinge un nivel redus,  $(\eta_v)_{p_{me}} = 0,63$ .

**Postumplerea cilindrului.** La  $p_{me}$  deși  $W_p = 0$  viteza fluidului proaspăt are valori ridicate,  $W_{ga} = 98 \text{ m/s}$  iar  $W_{sa} = 268 \text{ m/s}$ . Când supapa de admisiune se închide după  $p_{me}$ , deoarece diferența  $p_{ga} - p$  este ridicată (fig. 2.6, a) în cilindru mai pătrunde fluid proaspăt, deși pistonul se deplasează în cursa de comprimare. Din figura 2.6, c se observă că pînă cînd supapa se așază pe sediu, la  $60^\circ$  după  $p_{me}$ , masa  $m_{fp\alpha}$  crește cu  $13\%$ , iar gradul de umplere crește pînă la valoarea maximă de 0,75. Fenomenul de umplere a cilindrului după efectuarea cursei de admisiune se numește postumplere.

Postumplerea se apreciază prin cantitatea relativă de fluid proaspăt care pătrunde în cilindru după  $p_{me}$ , adică raportul dintre numărul de kmoli de fluid proaspăt  $\Delta v_{fp}$  care pătrunde în cilindru după  $p_{me}$  și cantitatea totală de fluid proaspăt reținută în cilindru în procesul de admisiune. Gradul de post-umplere  $\phi_{pu}$  este

$$\phi_{pu} = \Delta v_{fp}/v_{fp} \quad (2.27)$$

$$\phi_{pu} = (v_{fp} - v_{fpa})/v_{fp} \quad (2.28)$$

În relația (2.28)  $v_{fpa}$  reprezintă numărul de kmoli de fluid proaspăt care pătrunde în cilindru în cursa de admisiune. La sarcini și turații ridicate, în general  $\phi_{pu} > 0$ , adică  $v_{fp} > v_{fpa}$ ; la sarcini și turații reduse  $\phi_{pu} < 0$ .

**Diagrama de pompaj** constituie un instrument elementar pentru studiul schimbului de gaze. Ea arată variația presiunii în cilindru în procesele de evacuare și admisiune. Denumirea diagramei provine de la funcția de pompă de fluid pe care o îndeplinește pistonul la motorul în patru timpi în cursele de evacuare și admisiune și anume, refulează gazele de ardere și admite fluidul proaspăt. Diagrama de pompaj se ridică folosind un captor sensibil la variațiile reduse de presiune, care au loc în procesul de schimbare a gazelor. Presiunile din restul ciclului fiind de zeci de ori mai mari ies din cîmpul diagramei. Diagrama de pompaj ridicată cu un captor foarte sensibil, pune în evidență oscilații de presiune în cilindru (fig. 2.7, a). Dacă sensibilitatea captorului este moderată, oscilațiile de presiune se atenuează, iar diagrama astfel obținută (fig. 2.7, b) se modelează sub forma unei diagrame de pompaj în



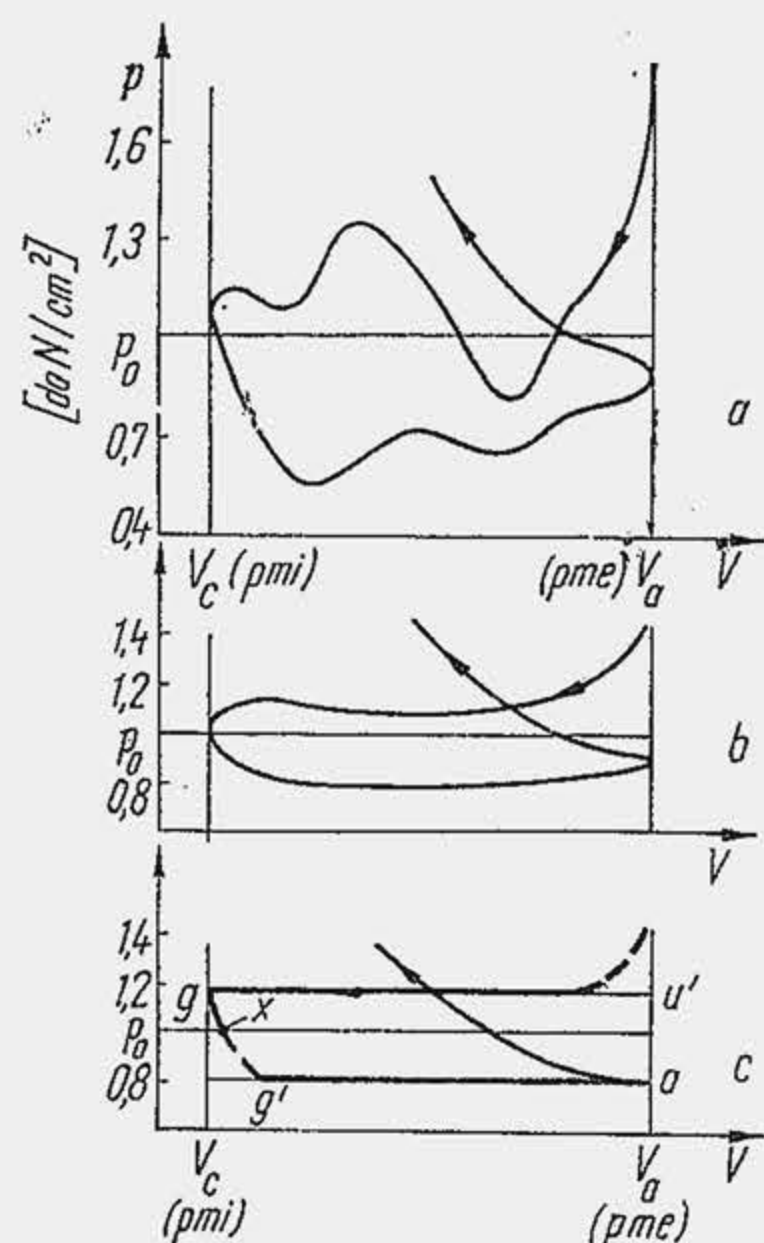


Fig. 2.7. Diagrame de pompaj (admisie normală).

**Ecuatia de conservare a masei** care definește cantitatea de fluid motor  $v_a$  prezentă în cilindru la finele cursei de admisie (punctul  $a$ , fig. 2.7,  $c$ ) are forma

$$v_a = v_{fpa} + v_{gr} \quad (2.29); \quad v_a = v_{fp} - \Delta v_{fp} + v_{gr}, \quad (2.30)$$

unde  $v_{gr}$  este numărul de kmoli de gaze reziduale (v. par. 2.1.2.1). Pe baza relațiilor (2.27) și (2.73) (v. par. 2.1.2.1) rezultă

$$v_a = v_{fp}(1 - \varphi_{pu} + \gamma_r). \quad (2.31)$$

Se scrie ecuația de stare a gazelor la finele cursei de admisie în punctul  $a$ ,

$$p_a V_a = v_a R T_a, \quad (2.32)$$

unde  $T_a$  este temperatura fluidului motor. Se substituie în (2.31)  $v_a$  din (2.32) și  $v_{fp}$  din (2.23) și (2.26)

$$\frac{p_a V_a}{R T_a} = \frac{p_0 \eta_v \cdot V_s}{R T_0} (1 - \varphi_{pu} + \gamma_r). \quad (2.33)$$

Se substituie relația (1.4,  $b$ ) în (2.33), se simplifică  $R$ , se aranjează convenabil relația (2.33), și rezultă:

$$\eta_v = \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{1 - \varphi_{pu} + \gamma_r}. \quad (2.34)$$

care presiunea este constantă, aproximativ pe întreaga cursă a pistonului (fig. 2.7,  $c$ ). Diagrama schematizată pentru motorul cu admisie normală (fig. 2.7,  $c$ ) evidențiază două fapte elementare: 1) în cursa de evacuare presiunea medie în cilindru ( $p_g$ ) este mai mare decât presiunea atmosferică ( $p_0$ ); 2) în cursa de admisie presiunea medie în cilindru ( $p_a$ ) este mai mică decât presiunea atmosferică.

**Lucrul mecanic de pompaj**  $L_p$  este diferența dintre lucrul mecanic efectuat de piston pentru refularea gazelor de ardere în atmosferă,  $p_g \cdot V_s$  și lucrul mecanic efectuat de fluidul proaspăt asupra pistonului la admisie,  $p_a \cdot V_s$ , deci  $L_p = (p_g - p_a) V_s$ . La motorul cu admisie normală,  $p_g > p_a$  și lucrul mecanic de pompaj reprezintă o pierdere pentru ciclul motor (lucrul mecanic  $L_p$  este cedat mediului ambiant). Reducerea lucrului mecanic de pompaj, adică a diferenței  $p_g - p_a$  constituie un deziderat.

**Exemplul numeric 2.5.** Să se determine gradul de umplere pentru valorile parametrilor din exemplele numerice 2.9 și 2.10.

R. Se aplică relația (2.34) și se obține:  $\eta_v = (0,813/1,0) \cdot (293/361) \cdot (9/8) \cdot 1/(1 - 0,13 + 0,08) = 0,785$ .

Relația (2.34) arată, în primul rând, legătura directă dintre  $\eta_v$  și  $p_a$  și subliniază că pentru a obține o valoare ridicată a gradului de umplere proiectantul trebuie să acționeze pe toate căile pentru a asigura o valoare ridicată a presiunii  $p_a$ . Această interpretare trebuie făcută totuși cu prudență deoarece la o valoare ridicată a presiunii  $p_a$  este posibil ca fenomenul de postumplere să se atenueze,  $\varphi_{pu}$  să scadă și  $\eta_v$  să rămână practic neschimbat. La creșterea lui  $\varphi_{pu}$  s-a înregistrat dependența opusă,  $p_a$  s-a micșorat, dar în ansamblu s-a obținut totuși o creștere a lui  $\eta_v$  (v. fig. 2.26,  $b$ ). Relația (2.34) arată că  $\eta_v$  scade când temperatura amestecului inițial crește. În general  $T_a > T_0$  ceea ce arată că gazele proaspete se încălzesc în procesul de admisie. Se observă că inegalitatea are drept consecință o reducere a lui  $\eta_v$  iar dezideratul de a obține valori ridicate a lui  $\eta_v$  impune ca amestecului inițial să i se aplice un grad cât mai redus de încălzire. În fine, relația (2.34) evidențiază explicit și implicit (prin  $\gamma_r$ ) influența raportului de comprimare. La creșterea lui  $\varepsilon$  de la 11 la 22, raportul  $\varepsilon/(\varepsilon - 1)$  scade de la 1,1 la 1,05 dar  $\gamma_r$  scade aproximativ de la 0,08 la 0,03, astfel că, practic  $\varepsilon$  nu influențează gradul de umplere.

În continuare se stabilesc relațiile care definesc presiunea  $p_a$  și temperatura  $T_a$  din ecuația fundamentală (2.34).

**Presiunea de admisie.** Viteza teoretică medie prin orificiul oferit  $O_{sa}$  se stabilește pe baza ecuației de conservare a energiei curentului de gaz și are forma

$$\bar{W}_{sa}[\text{m/s}] = \sqrt{\bar{W}_{ga}^2 + 2 \frac{k_a}{k_a - 1} R_{fp} T_{ga} \left[ 1 - \left( \frac{p_{sa}}{p_{ga}} \right)^{(k_a - 1)/k_a} \right]}, \quad (2.35)$$

unde  $\bar{W}_{ga}$ ,  $T_{ga}$  și  $p_{ga}$  sînt viteza, respectiv temperatura și presiunea în secțiunea de intrare a orificiului oferit  $O_{sa}$ , adică în galeria de admisie sau în orificiul liber  $O_a$ ;  $p_{sa}$  este presiunea în secțiunea de ieșire a orificiului oferit  $O_{sa}$ ;  $k_a$  — exponentul adiabatic al fluidului proaspăt din galeria de admisie;  $R_{fp}[\text{J/kg K}]$  — constanta gazului în SI. În ST relația devine

$$\bar{W}_{sa}[\text{m/s}] = \sqrt{\bar{W}_{ga}^2 + 2g \frac{k_a}{k_a - 1} R_{fp} T_{ga} \left[ 1 - \left( \frac{p_{sa}}{p_{ga}} \right)^{(k_a - 1)/k_a} \right]}, \quad (2.36)$$

unde  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  ( $R_{st} = g R_{fp}$  (v. Anexa 2).

Se admit următoarele ipoteze simplificatorii: 1)  $\bar{W}_{ga} = 0$ , deoarece are o pondere mică; 2)  $T_{ga} = T_0$ , deci curgerea pe traseul de admisie este izotermă; 3)  $p_{sa} = p_a$ , adică presiunea la ieșirea din orificiul oferit  $O_{sa}$  este presiunea din cilindru. Simplificările sînt justificate de precizia metodei și se elimină când metoda de calcul este mai rafinată (v. cap. 28). Se preferă adeseori să se raporteze viteza  $\bar{W}_{sa}$  la viteza sunetului în fluidul proaspăt,  $a_{fp}$ . Știind că în SI

$$a_{fp}[\text{m/s}] = \sqrt{k_a R_{fp} T_0}, \quad (2.37)$$



Tabela 2.1

Mărimi caracteristice ale fluidului proaspăt

$\lambda$	$R_{fp}$		$C_p$		$k_a$	$a_{fp}$ [m/s]
	kgfm/kgf°K	J/kg K	kcal/kgf°K	kJ/kg K		
$\infty$	29,27	287,3	0,240	1,004	1,400	331*
1,250	28,17	276,3	0,248	1,038	1,362	318
1,000	27,89	273,6	0,250	1,046	1,353	316
0,833	27,71	271,8	0,253	1,059	1,345	314
0,714	27,44	269,2	0,254	1,063	1,339	312
0,625	27,18	266,6	0,256	1,071	1,330	310

\* la  $T_0 = 273$  Kunde  $R_{fp}$  este în J/kg K, cu ipotezele amintite se obține:

$$\bar{W}_{sa} = a_{fp} \sqrt{\frac{2}{k_a - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_{ga}} \right)^{(k_a - 1)/k_a} \right]}, \quad (2.38)$$

relație din care rezultă

$$p_a = p_{ga} \left[ 1 - \frac{k_a - 1}{2} \left( \frac{\bar{W}_{sa}}{a_{fp}} \right)^2 \right]^{k_a/(k_a - 1)}. \quad (2.39)$$

În tabela 2.1 s-au calculat valorile constantelor din relația (2.39) pentru fluidul proaspăt (la MAC,  $\lambda = \infty$ , adică fluidul proaspăt este aerul). Se observă că  $a_{fp}$  variază în limitele a 7% pentru amestecurile folosite la motoarele de autovehicule.

**Presiunea în galeria de admisiune**  $p_{ga}$  se determină scriind ecuația lui Bernoulli în secțiunea de intrare a aerului în sistemul de admisiune ( $o-o$ ) și în secțiunea din poarta supapei de admisiune ( $p_{sa} - p_{ga}$ ), pentru  $p$  în daN/cm<sup>2</sup> (v. fig. 2.4) și  $\rho$  în kg/m<sup>3</sup>

$$\frac{p_0}{\rho_{ofp}} = \frac{p_{ga}}{\rho_{ga}} + 10^{-5} \cdot (1 + \zeta_a) \frac{\bar{W}_{ga}^2}{2} \quad (2.40)$$

unde  $\zeta_a$  este coeficientul global de rezistență al traseului de admisiune, care ține seama de pierderile prin frecare, prin variația bruscă a secțiunii și prin schimbarea direcției de curgere, iar  $\bar{W}_{ga}$  — viteza medie prin orificiul liber  $O_a$ .

Relația (2.40) este scrisă în ipoteza că, curgerea este izotermă, ceea ce corespunde cu ipoteza anterioară  $T_{ga} = T_0$ . Se admite în plus ipoteza incompresibilității gazelor proaspete, adică  $\rho_{ofp} = \rho_{ga}$  și se obține

$$p_{ga} = p_0 - 0,5 \cdot 10^{-5} \cdot (1 + \zeta_a) \rho_{ofp} \bar{W}_{ga}^2. \quad (2.41)$$

Viteza medie  $\bar{W}_{ga}$  se determină din ecuația debitului care trece prin orificiul liber

$$\frac{C_{fp}}{3600i} = \frac{\pi d_{0a}^2 \cdot 10^{-6}}{4} \bar{W}_{ga} \rho_{ofp}, \quad (2.42)$$

unde  $C_{fp}$  este consumul orar de fluid proaspăt;  $i$  — numărul de cilindri;  $d_{0a}$  — diametrul orificiului  $O_a$ , în mm, egal cu diametrul mic  $d_{sa}^*$  al talerului de supapă (fig. 2.8).

Pe de altă parte, admisiunea se efectuează succesiv de către fiecare cilindru, în timpul  $\tau_a = \Delta\alpha_a/6n$ , unde  $\tau_a$  și  $\Delta\alpha_a$  sînt duratele procesului de admisiune, în s, respectiv în grad RA. Știind că volumul de fluid proaspăt pe ciclu și cilindru este  $V_0 = \eta_v V_s$  (v. 2.26) și ținînd seama de relația (1.6) se obține

$$\begin{aligned} \frac{C_{fp}}{3600i} &= \frac{10^{-3} V_s \eta_v \rho_{ofp}}{\tau_a} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} S \cdot 10^{-9} \eta_v \rho_{ofp}}{\Delta\alpha_a/6n} = \\ &= 10^{-6} \frac{\pi D^2}{4} \cdot \eta_v \bar{W}_P \frac{180}{\Delta\alpha_a} \rho_{ofp}. \end{aligned} \quad (2.43)$$

Egalînd cele două expresii rezultă

$$\bar{W}_{ga} = (D^2/d_{0a}^2) \eta_v \bar{W}_P \cdot 180/\Delta\alpha_a. \quad (2.44)$$

Se poate considera că diametrul mare al talerului de supapă satisface condiția  $d_{sa} \simeq 0,45D$ , iar  $d_{0a} \simeq 0,85 d_{sa}$  sau  $d_{0a} \simeq 0,42D$ .

**Exemplul numeric 2.6.** Să se determine viteza  $\bar{W}_{ga}$  la motorul turismului Dacia 1300. Se cunoaște  $D = 73$  mm,  $S = 77$  mm;  $d_{0a} = 28,4$  mm,  $\Delta\alpha_a = 260^\circ$  RA,  $\eta_v = 0,78$ .

**R.** Din relația (1.5) rezultă  $\bar{W}_P = 10^{-3} \cdot 77 \cdot 5250/30 = 13,5$  m/s; din relația (2.44) rezultă  $\bar{W}_{ga} = (73/28,4)^2 \cdot 0,78 \cdot 13,5 \cdot 180/260 = 48$  m/s.

Substituind relația (2.44) în (2.41) rezultă

$$p_{ga} = p_0 - 0,5 \cdot 10^{-5} \cdot (1 + \zeta_a) \rho_{ofp} \left( \frac{D^2}{d_{0a}^2} \cdot \frac{180}{\Delta\alpha_a} \eta_v \right)^2 \bar{W}_P^2. \quad (2.35)$$

**Exemplul numeric 2.7.** Să se determine presiunea  $p_{ga}$  cu datele din exemplul precedent dacă  $\zeta_a = 4$ ,  $\rho_{ofp} = 1,055 \rho_{0a}$  (v. ex. numeric 2.1),  $\rho_{0a} = 1,29$  kg/m<sup>3</sup>.

**R.** Se aplică relația (2.45) și se obține:  $p_{ga} = 1 - 0,5 \cdot 10^{-5} (1 + 4) \cdot 1,05 \cdot 1,29 \cdot 48^2 = 1 - 0,078 = 0,922$  daN/cm<sup>2</sup>.

**Produsul secțiune-timp.** Viteza de curgere  $\bar{W}_{sa}$  din relația (2.38) se determină pe baza ecuației debitului de fluid proaspăt care trece prin orificiul oferit

$$dV_{fpa} = \mu_{sa} W_{sa} A_{sa} d\tau, \quad (2.46)$$

unde  $\mu_{sa}$  este coeficientul momentan de debit al orificiului oferit;  $A_{sa}$  — aria instantanee a acestuia. Se integrează ecuația diferențială din momentul deschiderii supapei de admisiune  $\tau_{DSA}(\alpha_{DSA})$  pînă în momentul închiderii supapei de admisiune  $\tau_{ISA}(\alpha_{ISA})$ . Se ține seama că pentru limitele menționate  $\int dV_{fpa} = 10^{-3} V_0 = 10^{-3} V_s \eta_v$  (cu  $V_0$  sau  $V_s$  în dm<sup>3</sup>); se consideră că  $\mu_{sa}$  și  $W_{sa}$  au valori medii pe durata admisiunii și se obține

$$10^{-3} V_s \eta_v = \bar{\mu}_{sa} \bar{W}_{sa} \int_{\tau_{DSA}}^{\tau_{ISA}} A_{sa} d\tau. \quad (2.47)$$

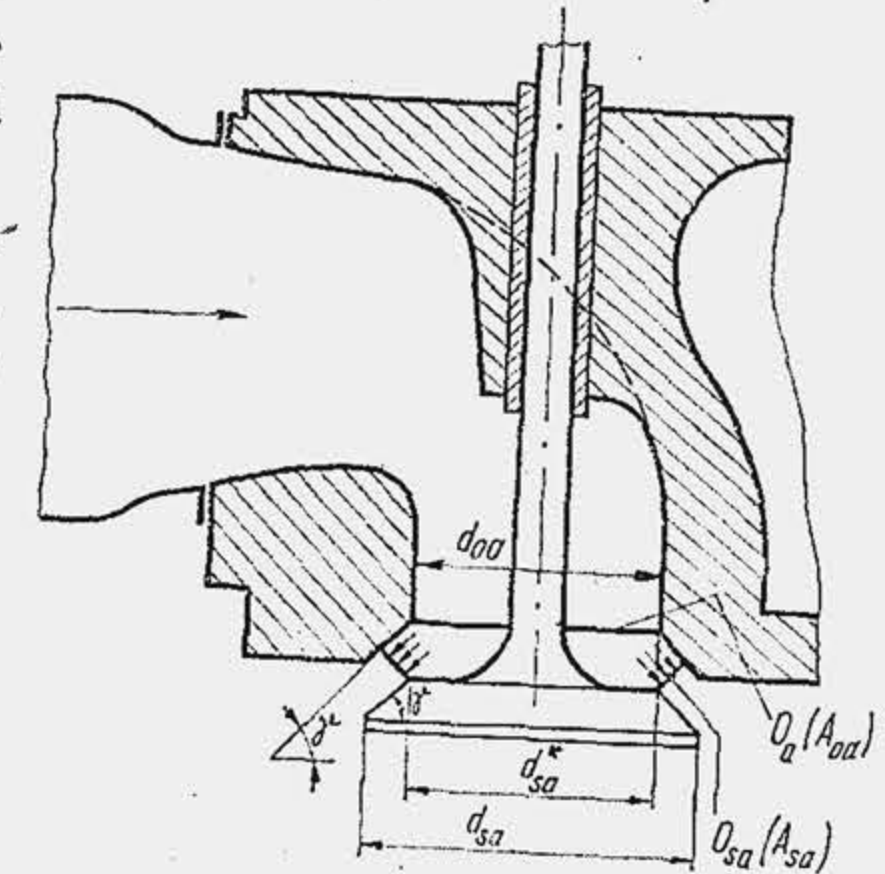


Fig. 2.8. Schema traseului de admisiune din chiulasă.



Integrala reprezintă o mărime caracteristică a orificiului oferit, se numește timpul -secțiune al supapei de admisiune sau *teesul* supapei de admisiune, se măsoară în  $m^2 \cdot s$  și se notează cu  $TS_{sa}$ :

$$TS_{sa}[m^2 \cdot s] = \int_{\tau_{DSA}}^{\tau_{ISA}} A_{sa} d\tau. \quad (2.48)$$

Înlocuind timpul elementar cu unghiul elementar  $d\tau = d\alpha/6n$ , rezultă

$$TS_{sa} = \frac{1}{6n} \int_{\alpha_{DSA}}^{\alpha_{ISA}} A_{sa} d\alpha. \quad (2.49)$$

Noua integrală se numește unghiul-secțiune al supapei de admisiune sau *uesul* supapei de admisiune, se măsoară în  $^{\circ}RA \cdot m^2$  și se notează cu  $US_{sa}$ :

$$US_{sa}[m^2 \cdot ^{\circ}RA] = \int_{\alpha_{DSA}}^{\alpha_{ISA}} A_{sa} d\alpha. \quad (2.50)$$

Se obține

$$TS_{sa} = US_{sa}/6n. \quad (2.51)$$

În figura 2.9 se arată dependența  $A_{sa}(\alpha)$  pentru mai multe motoare fabricate în România. Prin planimetrare se obține TS-ul și apoi US-ul (tab. 2.2).

Aria  $A_{sa}$  se determină cu o aproximație de pînă la 2% operînd în relația exactă (v. par. 16.1.7) simplificarea  $h = d_{0a}/4$ , unde  $h$  este înălțimea momentană de ridicare. Se obține

$$A_{sa} = 1,1\pi h d_{0a} \cos\gamma, \quad (2.52)$$

unde  $\gamma$  este unghiul de înclinare al talerului (v. fig. 2.8).

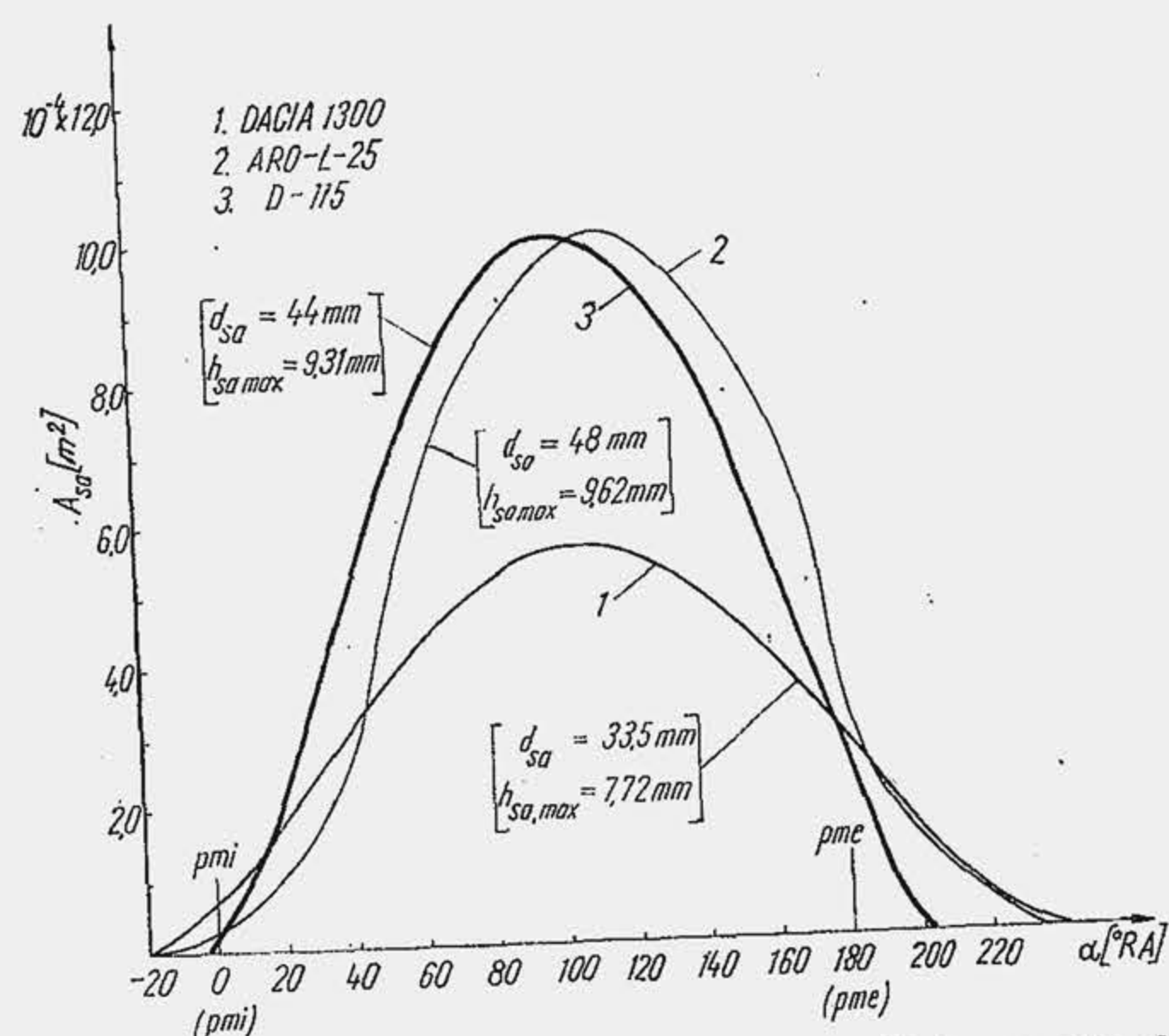


Fig. 2.9. Aria momentană a orificiului oferit de supapa de admisiune.

Parametri constructivi ai unor sisteme de distribuție

Parametrul	Denumirea motorului							
	Dacia 1300	ARO-L-25	D-115	MAN D 2156 HMN*	SAVIEM 797-05	VOLVO TD-120 A	FIAT 124 sport	HONDA N-600
$d_{sa}^*$ [mm]	28,4	42,5	40	49,2	41,5	—	—	—
$d_{sa}$ [mm]	33,4	48,0	44	56,0	45,6	54	41,4	37
$d_{se}^*$ [mm]	25,9	34,5	33	43,2	35,0	—	—	—
$d_{se}$ [mm]	30,3	37,6	37	49,0	38,8	50	36	33
$h_{sa\ max}$ [mm]	7,72	10,1	9,3	13,9	11,7	12,8	9,56	9,21
$h_{se\ max}$ [mm]	7,72	9,62	10,24	13,9	11,9	13,4	9,56	8,72
$\beta_{a\ ISA}$ [°RA]	20	12	3	27	11	29	26	0
$\beta_{i\ ISA}$ [°RA]	60	57	23	42	41	43	66	40
$\beta_{a\ DSE}$ [°RA]	60	58	48	41	55	77	66	40
$\beta_{i\ DSE}$ [°RA]	20	8	6	7	5	39	26	0
$US_{sa}$ [m²·°RA·10³]	80,2	150	120	≈241	140	≈247	≈71	≈53
$TS_{sa}$ [m²·s·10⁶]	2,54	6,25	8,33	18,2	7,7	18,7	1,8	1,3
$US_{se}$ [m²·°RA·10³]	73,6	128	121	≈193	≈204	≈237	≈60	≈44
$TS_{se}$ [m²·s·10⁶]	2,32	5,31	8,33	14,6	11,3	18	1,5	1,1
$P_{e1}$ [CP]	13,5	18,8	15	36	22,5	55	22,5	21
$n$ [rot/min]	5250	4000	2400	2200	3000	2200	6500	6600
$S$ [mm]	77	84,4	100	150	112	150	71,5	69,6
$D$ [mm]	73	97	95	121	102	130	80	74
$\gamma_{SA}$	45	45	45	45	45	29°30'	67°15'	67°30'
$\gamma_{SE}$	45	45	45	45	45	44°30'	67°15'	67°30'
$SL_{sa}$ [cm²/dm³]	9,5	9,65	7,47	5,6	6,6	4,9	7,2	8,0
$SL_{se}$ [cm²/dm³]	8,7	8,34	6,63	4,92	6,44	4,0	6,1	6,6

\* D 2156 MTN este motorul D 2156 HMN supraalimentat ( $P_{e1} = 42,6$  CP;  $n = 2200$  rot/min) și are fazele de distribuție:  $\beta_{a\ DSA} = 21^{\circ}$ ;  $\beta_{i\ ISA} = 35^{\circ}$ ;  $\beta_{a\ DSE} = 60^{\circ}$ ;  $\beta_{i\ DSE} = 30^{\circ}$ .

Cu relațiile (2.48) și (2.51) ținînd seama de (1.1) și (1.5), din (2.47) rezultă:

$$\bar{W}_{sa} = \frac{\eta_v}{\bar{\mu}_{sa}} 6n \frac{V_s \cdot 10^{-3}}{US_{sa}} = 180 \cdot 10^{-6} \frac{\eta_v}{\bar{\mu}_{sa}} \cdot \frac{\pi D^2/4}{US_{sa}} \bar{W}_P, \quad (2.53)$$

unde  $D$  este în mm,  $US_{sa}$  în  $m^2 \cdot ^{\circ}RA$ ,  $\bar{W}_P$  în m/s, iar  $V_s$  în  $dm^3$ .

**Exemplul numeric 2.3.** Să se determine viteza  $\bar{W}_{sa}$  la motorul turismului Dacia 1300 cu datele din exemplul numeric 2.6 știind că  $\bar{\mu}_{sa} = 0,58$ ,  $US_{sa} = 0,0802$   $m^2 \cdot ^{\circ}RA$ .

**R.** Se aplică relația (2.53) și se obține:  $\bar{W}_{sa} = 180 \cdot 10^{-6} (0,78/0,58) \cdot (3,14 \cdot 73^2/4) (13,5/0,0802) = 170$  m/s.



Substituind  $\bar{W}_{sa}$  din relația (2.53) în (2.39) rezultă:

$$p_a = p_{ga} \left[ 1 - 1,62 \cdot 10^{-8} (k_a - 1) \left( \frac{\eta_v}{\bar{\mu}_{sa}} \right)^2 \cdot \left( \frac{\pi D^2/4}{US_{sa}} \right)^2 \cdot \frac{\bar{W}_P^2}{a_{fp}^2} \right]^{k_a/(k_a-1)} \quad (2.54)$$

Relația (2.54) evidențiază influența lui  $\bar{W}_P$  asupra presiunii  $p_a$ . Pentru proiectare este convenabil să se evidențieze influența turăției asupra presiunii  $p_a$ . În acest caz, relația (2.53) se transcrie în două forme distincte ținând seama de (1.6). Prima dintre ele este

$$\bar{W}_{sa} = 10^{-3} \frac{\eta_v}{\mu_{sa}} \cdot \frac{6n}{US_{sa}/V_s} = 10^{-3} \frac{\eta_v}{\mu_{sa}} \cdot \frac{6n}{USL_{sa}}, \quad (2.55)$$

În care apare o mărime nouă — *unghiul-secțiune litrică*, adică raportul

$$USL_{sa}[\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{RA/l}] = US_{sa}/V_s \quad (2.56)$$

care reprezintă un factor constructiv de performanță a supapei de admisiune și ca urmare relația (2.54) devine

$$p_a = p_{ga} \left[ 1 - 18 \cdot 10^{-6} \frac{k_a - 1}{a_{fp}^2} \left( \frac{\eta_v}{\bar{\mu}_{sa}} \right)^2 \frac{n^2}{USL_{sa}^2} \right]^{k_a/k_a - 1}. \quad (2.54^*)$$

Pentru motorul turismului Dacia 1300 rezultă  $USL_{sa} = 0,0802/0,325 = 0,247 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{RA/l}$ .

A doua formă se obține apelând la noțiunea de secțiune medie oferită de supapa de admisiune. Prin definiție, secțiunea medie este

$$\bar{A}_{sa} = \frac{1}{\alpha_{ISA} - \alpha_{DSA}} \int_{\alpha_{DSA}}^{\alpha_{ISA}} A_{sa} d\alpha \text{ sau } US_{sa} = \Delta\alpha_a \cdot \bar{A}_{sa}, \quad (2.57)$$

și se substituie în (2.55)

$$\bar{W}_{sa} = 10^{-3} \frac{\eta_v}{\bar{\mu}_{sa}} \cdot \frac{6n/\Delta\alpha_a}{A_{sa}/V_s} = 10^{-3} \frac{\eta_v}{\bar{\mu}_{sa}} \cdot \frac{6n/\Delta\alpha_a}{SL_{sa}}, \quad (2.55^*)$$

relație care introduce o altă mărime nouă, *secțiunea litrică* a supapei de admisiune, adică

$$SL_{sa}[\text{m}^2/\text{l}] = \bar{A}_{sa}/V_s. \quad (2.58)$$

Pentru motorul turismului Dacia 1300 rezultă  $\bar{A}_{sa} = 0,0802/260 = 3,08 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$  iar  $SL_{sa} = 3,08 \cdot 10^{-4}/0,325 = 9,47 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{l}$ . Cu (2.58) relația (2.54\*) devine

$$p_a = p_{ga} \left[ 1 - 18 \cdot 10^{-6} \frac{k_a - 1}{a_{fp}^2} \left( \frac{\eta_v}{\bar{\mu}_{sa}} \right)^2 \frac{n^2}{\Delta c_a^2 S L_{sa}^2} \right]^{k_a / (k_a - 1)}. \quad (2.54^{**})$$

În relațiile (2.54\*) și (2.54\*\*),  $USL_{sa}$  și  $SL_{sa}$  se introduc în  $m^{2\circ}RA/l$ , respectiv  $m^2/l$ .

**Exemplul numeric 2.9.** Să se determine presiunea  $p_a$  la motorul turismului Dacia 1 300, la sarcina totală și turația de 5250 rot/min, știind că:  $p_{ga} = 0,922$ ,  $\lambda = 0,88$ ;  $\overline{W}_P = 13,5$ ;  $\eta_v = 0,78$ ;  $\mu_{sa} = 0,58$  (v. ex. num. 2.5, 2.6, 2.7 și tab. 2.1) iar  $US_{sa}$  și  $USL_{sa}$  au valorile menționate anterior.

**R.** Formulele (2.54), (2.54 \*), (2.54\*\*) fiind echivalente se aplică oricare din ele. De exemplu, cu (2.54 \*\*) se obține:  $p_a = 0,992 (1 - 18 \cdot 10^{-6} (1,347 - 1)/315^3) \cdot (0,78/0,58)^2 \cdot (5\,250/260 \cdot 9,47 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 1,347/0,347 = 0,813$ .

Aria medie a orificiului oferit se exprimă simplificat în funcție de aria maximă \*  $\bar{A}_{sa} = f_{pc} \cdot A_{sa \max}/2$ , unde  $f_{pc}$  este un factor de corecție care ține seama de profilul camei (v. 2.88). Cu relația aproximativă (2.52) rezultă

$$\bar{A}_{sa} = 1,74 f_{ph} h_{max} d_{0a} \cos \gamma. \quad (2.59)$$

Pentru motorul turismului Dacia 1300,  $h_{max} = 7,72 \text{ mm}$ ,  $d_{0a} = 28,4 \text{ mm}$ ,  $\gamma = 45^\circ$ . Cu relația (2.52) se obține  $A_{sa\ max} = 5,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ , valoarea exactă fiind  $5,62 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ . Aria medie obținută prin planimetrare (v. fig. 2.9) este  $3,12 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ , ceea ce se obține cu relația 2.59, dacă factorul de profil al camei este  $f_{pc} = 1,16$ . La motoarele de autovehicule  $f_{pc}$  variază în limitele  $0,915 \dots 1,30$  (v. fig. 2.43).

**Determinarea coeficienților de pierderi.** Calculul presiunilor  $p_{ga}$  și  $p_a$  pre-  
tinde cunoașterea coeficienților de pierderi  $\mu_{sa}$  și  $\zeta_a$ . În prezent, cei doi  
coeficienți se determină experimental, în regim staționar de curgere.

Instalația pentru determinarea celor doi coeficienți (fig. 2.10) este alcătuită din recipientul 1 pe care se fixează chiulasa 2 cu supapa 3, când se determină  $\mu_{sa}$  și fără supapă dar cu conducta 4 când se determină  $\zeta_a$ . Suflanta 5 antrenată de motorul 6, aspiră aerul din recipient (se simulează procesul de admisiune), prin conductele 7 și 8, în care se află diafragma 9 pentru măsurarea debitului de aer. Dacă instalația se prevede cu conductele suplimentare 10 și 15 și cu clapetele 11 și 12 se poate simula și procesul de evacuare. În acest caz clapetele sînt rotite din poziția (a) în poziția (b), suflanta aspiră prin conducta 10 și refulează prin conducta 15, aerul curge din recipient spre galerie. Manometrul diferențial 13 măsoară depresiunea din recipient ( $\Delta p_r = p_0 - p_r$ ) sau diferența de presiune dintre amonte și avalul ei ( $\Delta p_r = p_{psa} - p_r$ ). Manometrul diferențial 14 măsoară diferența de presiune dintre amonte și avalul diafragmei  $\Delta p_{af}$  pentru determinarea debitului de aer. Debitul

\* Relația aproximativă (2.59) face posibilă culegerea și analiza datelor pentru diferite motoare, pe baza mărimilor care se comunică de obicei de uzina constructoare ( $h_{max}, d_{0a}, \gamma$ ).

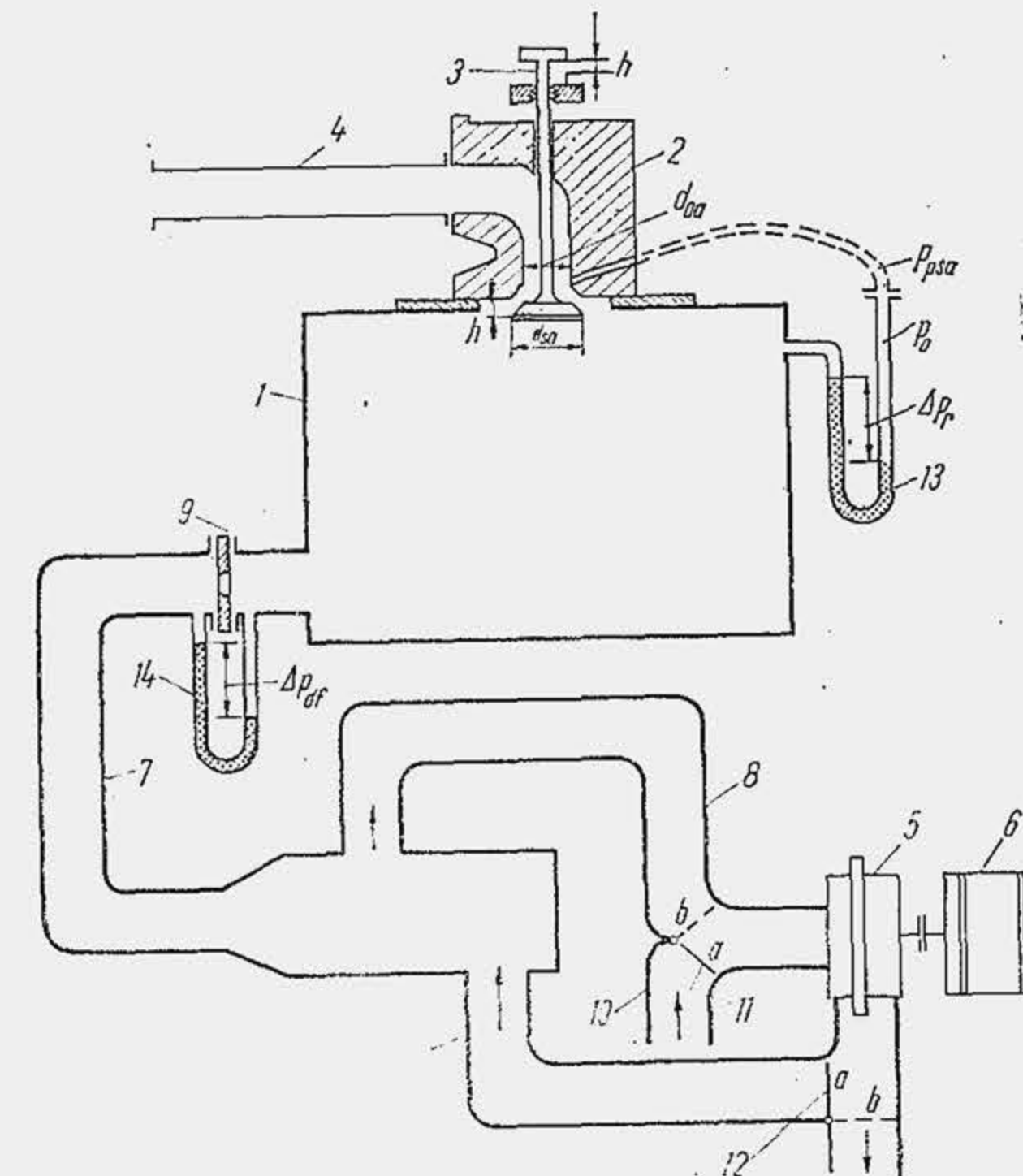


Fig. 2.10. Schema instalației pentru determinarea coeficientului de debit al orificiului oferit.



de aer  $\dot{m}_{sa} = dm_{sa}/dt$  ( $m_{sa}$  — masa momentană de gaz) prin orificiul controlat de supapă este (v. 2.16)

$$\dot{m}_{sa} = \mu_{sa} A_{sa} \sqrt{2 \cdot 9,81 \rho_0 \Delta p_r} \quad (2.60)$$

iar debitul de aer  $\dot{m}_{af}$  măsurat de diafragmă este

$$\dot{m}_{af} = \mu_{af} A_{af} \sqrt{2 \cdot 9,81 \rho_0 \Delta p_{af}} = c_{af} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \rho_0 \cdot \Delta p_{af}} \quad (2.60^*)$$

unde  $c_{af}$  este o constantă a diafragmei, iar  $\Delta p$  se măsoară în mm  $H_2O$ . Evident  $\dot{m}_{sa} = \dot{m}_{af}$  și rezultă

$$\mu_{sa} = (c_{af}/A_{sa}) \cdot \sqrt{\Delta p_{af}/\Delta p_r} \quad (2.61)$$

Aria  $A_{sa}$  se modifică în timpul încercărilor, schimbând înălțimea de ridicare  $h$ .

Coefficientul  $\mu_{sa}$  determinat experimental [7] se reprezintă de obicei în funcție de raportul  $h/d_0$  (fig. 2.11, a). Pe baza datelor experimentale, s-a elaborat pentru  $\mu_s$  următoarea relație

$$\mu_s = 0,98 - c_s (h_s/d_0)^2 \quad (2.62)$$

care este valabilă atât pentru supapa de admisiune cât și pentru cea de evacuare (indicele  $s$ ). Coeficientul  $c_s$  variază în limite relativ largi ( $c_s = 6 \dots 12$ ).

Aria  $A_{sa}$  se determină analitic și presupune cunoașterea exactă a geometriei sistemului, de aceea, datele experimentale se raportează la o secțiune

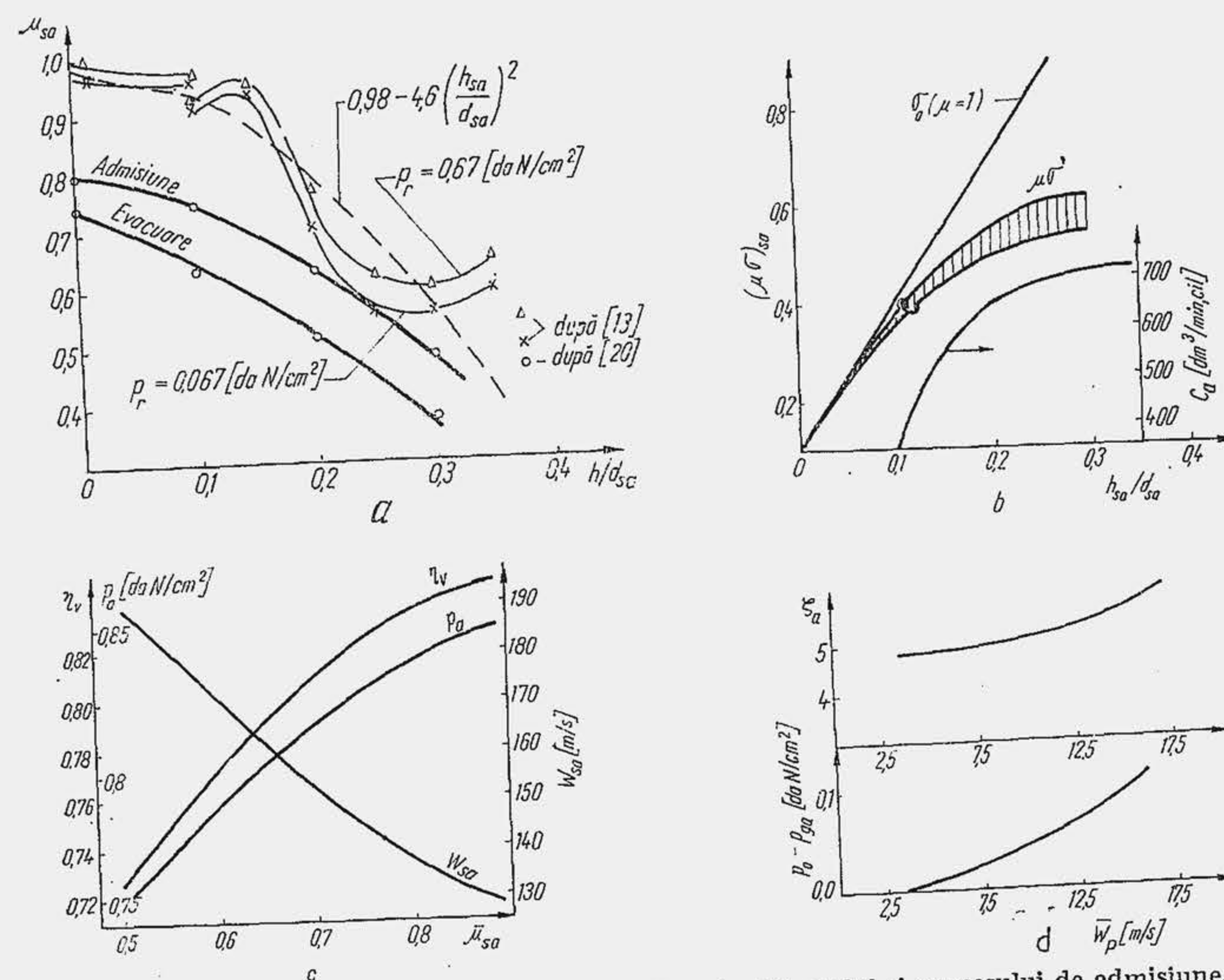


Fig. 2.11. Variația unor mărimi caracteristice ale sistemului și procesului de admisiune.

de referință și nu evidențiază direct coeficientul  $\mu_s$ . Drept secțiune de referință se alege secțiunea de trecere a orificiului din chiulasă, adică a orificiului liber,  $\pi d_{0a}^2/4$  (v. fig. 2.8).

Raportul dintre aria orificiului oferit și aria orificiului liber se numește raport de obturare sau cifră de obturare

$$\sigma_{sa} = A_{sa}/(\pi d_{0a}^2/4). \quad (2.63)$$

Se definește un debit de referință și anume debitul teoretic de aer care trece prin orificiul liber

$$\dot{m}_{0a} = (\pi d_{0a}^2/4) \sqrt{2 \cdot 9,81 \rho_0 \Delta p_r}. \quad (2.64)$$

Raportul dintre debitul real  $\dot{m}_{sa}$  și debitul teoretic de referință se numește cifra de curgere a supapei

$$(\mu\sigma)_{sa} = \dot{m}_{sa}/\dot{m}_{0a}. \quad (2.65)$$

Rezultă că cifra de curgere a supapei este o mărime strict experimentală. În figura 2.11, b se arată cifra de curgere pentru diferite supape. Dacă se substituie debitele din relațiile (2.60) și (2.64) în (2.65) se obține

$$(\mu\sigma)_{sa} = \mu_{sa} \cdot A_{sa}/(\pi d_{0a}^2/4) \quad (2.66)$$

de unde

$$\mu_{sa} = (\mu\sigma)_{sa} \cdot \pi d_{0a}^2/4 A_{sa}. \quad (2.67)$$

Relația (2.67) permite determinarea valorii momentane a lui  $\mu_{sa}$  dacă se cunoaște cifra de curgere.

Metoda de calcul pretinde valoarea medie  $\bar{\mu}_{sa}$ , care se obține din relația (2.67) dacă se substituie  $\bar{A}_{sa}$  din (2.57) și se calculează prin planimetrare cifra medie de curgere  $(\bar{\mu}\sigma)_{sa}$ , adică

$$\bar{\mu}_{sa} = (\bar{\mu}\sigma)_{sa} \cdot \pi d_{0a}^2/4 \bar{A}_{sa}. \quad (2.67^*)$$

Pe baza datelor experimentale s-a obținut următoarea expresie pentru cifra medie de curgere

$$(\bar{\mu}\sigma)_{sa} = (1,15 \dots 1,75) h_{sa \max}/d_{0a}. \quad (2.66^*)$$

Cifra de curgere (medie sau instantanee) constituie ea însăși o mărime de performanță. În unele lucrări [8] ecuațiile se aranjează astfel încât gradul de umplere este proporțional cu cifra medie de curgere (v. 2.89). De aceea, adeseori, cercetările experimentale se opresc la cifra de curgere și se compară valorile acestora pentru diverse tipuri de chiulase și supape. Cifra de curgere este cu atât mai mare cu cât coeficientul de debit este mai mare și cu cât secțiunea orificiului oferit raportată la secțiunea orificiului liber este mai mare (raportul  $4\bar{A}_{sa}/\pi d_{0a}^2$ ).

Determinările efectuate pe chiulasa motorului de turism Dacia 1300 indică  $(\bar{\mu}\sigma)_{sa} = 0,26$ , ceea ce înseamnă  $\bar{\mu}_{sa} = 0,26 \cdot 6,33/3,12 = 0,53$ . Pentru motorul de tractor D-103 s-a înregistrat  $(\bar{\mu}\sigma)_{sa} = 0,35$  iar  $\bar{\mu}_{sa} = 0,52$ , pentru motorul de tractor D-115 s-a obținut  $(\bar{\mu}\sigma)_{sa} = 0,44$  iar  $\bar{\mu}_{sa} = 0,57$ . Influența lui  $\bar{\mu}_{sa}$  asupra lui  $\eta_v$ ,  $p_a$ ,  $W_{sa}$  pentru  $SL_{sa} = 10 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{l}$  se arată în figura 2.11, c.



Coeficientul  $\zeta_a$  se determină pe baza relației (2.41) măsurându-se direct presiunea  $p_{ga}$  și determinându-se  $\bar{W}_{ga}$  pe baza măsurărilor de debit. Prin prelucrarea datelor experimentale s-a pus în evidență corelația din figura 2.11, d.

**Temperatura de admisiune** se determină pe baza ecuației de conservare a energiei fluidului motor. În acest scop se scrie bilanțul energetic la sfârșitul cursei de admisiune, în punctul  $a$  (v. fig. 2.7, c), adică

$$U_a = U_{fpa} + U_{gr} + \Delta Q_p + L_{ma} - L_{pist}, \quad (2.68)$$

unde  $U_a$  este energia internă a fluidului motor în punctul  $a$ ;  $U_{fpa}$  — energia internă a fluidului proaspăt în punctul  $a$ ;  $U_{gr}$  — energia internă a gazelor reziduale,  $\Delta Q_p$  — căldura primită de fluidul proaspăt de la pereții calzi cu care vine în contact;  $L_{ma}$  — lucrul mecanic efectuat de mediul ambiant asupra fluidului proaspăt, pentru deplasarea acestuia în cilindru;  $L_{pist}$  — lucrul mecanic efectuat de fluidul motor asupra pistonului în cursa de admisiune. Fiecare dintre termenii bilanțului energetic se explicitează pe baza relației de definiție, ținând seama de expresiile (2.28), (2.30), (2.32), (2.34), (2.71) și (2.72):

$$U_a = C_{va} v_a T_a = C_{va} v_{fp} (1 - \varphi_{pu} + \gamma_r) T_a;$$

$$U_{fpa} = C_{vfp} v_{fpa} T_0 = C_{vfp} v_{fp} (1 - \varphi_{pu}) T_0;$$

$$U_{gr} = C_{vgr} v_{gr} T_g = C_{vgr} v_{fp} \gamma_r T_g;$$

$$\Delta Q_p = C_{pfp} v_{fpa} (T'_0 - T_0) = C_{pfp} v_{fp} (1 - \varphi_{pu}) (T'_0 - T_0);$$

$$L_{ma} = p_0 V_{0a} = R v_{fpa} T_0 = R v_{fp} (1 - \varphi_{pu}) T_0;$$

$$L_{pist} = p_a V_s.$$

Cantitățile molare din fiecare substanță s-au exprimat, pe baza relațiilor anterioare, în funcție de  $v_{fp}$ . Se admite următoarea simplificare: căldura specifică la volum constant a fiecărei substanțe este egală cu căldura specifică a aerului adică:  $C_{va} = C_{vfp} = C_{vgr} = C_{vaer}$ ; pentru  $C_p$  (v. relațiile 4.61 sau 4.61\*). Temperatura  $T'_0$  reprezintă temperatura fluidului proaspăt după contactul cu pereții calzi. Suprafețele de încălzire a fluidului proaspăt (fig. 2.12)

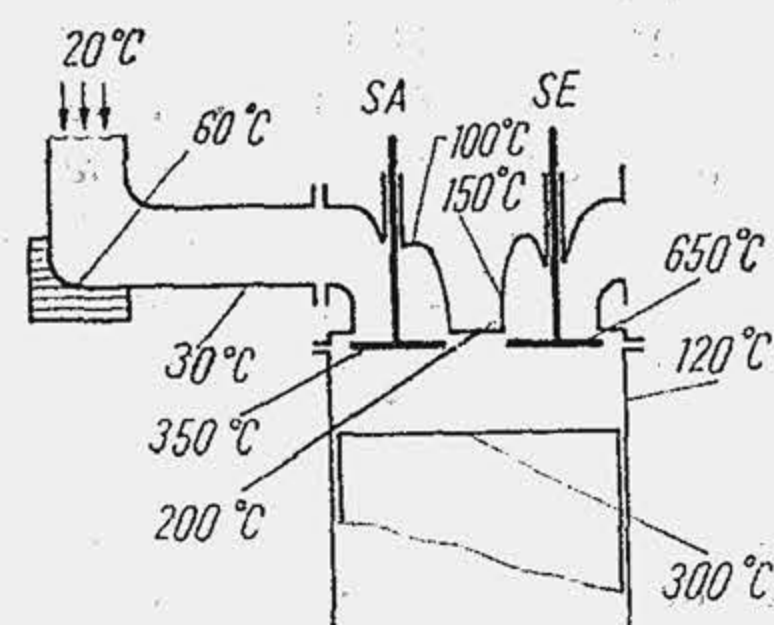


Fig. 2.12. Temperaturile caracteristice ale unor organe din cilindru.

au temperaturi extrem de variate. De aceea, nivelul de încălzire globală a fluidului proaspăt nu se aproximează direct prin  $T'_0$  ci prin diferența  $\Delta T = T'_0 - T_0$  sau prin gradul de încălzire  $\theta = (T'_0 + \Delta T)/T_0$ .

Se substituie în ecuația bilanțului energetic mărimile explicitate

$$\begin{aligned} C_{vaer} v_{fp} (1 - \varphi_{pu} + \gamma_r) T_a &= C_{vaer} v_{fp} (1 - \varphi_{pu}) T_0 + \\ &+ C_{paer} v_{fp} (1 - \varphi_{pu}) \Delta T + C_{vaer} v_{fp} \gamma_r T_g + \\ &+ R v_{fp} (1 - \varphi_{pu}) T_0 - p_a V_s. \end{aligned}$$

În primul termen din membrul drept se substituie  $C_{vaer}$  din relația (4.61), se reduc termenii asemenea  $(R v_{fp} (1 - \varphi_{pu}) T_0)$ , se împarte ecuația cu  $C_{vaer} v_{fp}$  și se obține

$$\begin{aligned} (1 - \varphi_{pu} + \gamma_r) T_a &= \\ &= k(1 - \varphi_{pu}) (T_0 + \Delta T) + \gamma_r T_g - \\ &- (1/C_{vaer}) p_a V_s / v_{fp}. \end{aligned} \quad (2.69)$$

Ultimul termen, ținând seama de relațiile (4.61), (2.23) și (2.26) devine

$$\frac{1}{C_{vaer}} \frac{p_a V_s}{v_{fp}} = \frac{R}{C_{vaer}} \cdot \frac{p_a V_s}{R v_{fp}} \cdot \frac{p_0}{p_0} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_v} = (k_a - 1) \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{\eta_v}$$

și se substituie în ecuația de bilanț energetic, odată cu  $\gamma_r$  din (2.73); se rearanjează ecuația și se obține:

$$T_a = T_0 \frac{\theta}{1 - \varphi_{pu} + \gamma_r} \left[ k_a (1 - \varphi_{pu}) + \frac{1}{\eta_v \theta} \left( \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_g}{p_0} - (k_a - 1) \cdot \frac{p_a}{p_0} \right) \right]. \quad (2.70)$$

Întrucît  $\Delta T > 0$  sau  $\theta > 1$  rezultă  $T_a > T_0$ . Prin urmare, încălzirea fluidului proaspăt are ca efect creșterea temperaturii la finele cursei de admisiune cu consecințe asupra gradului de umplere.

În relația (2.70) al doilea termen din paranteza dreaptă, are o pondere mică (aproximativ 10% din  $k_a (1 - \varphi_{pu})$ ). De aceea, practic,  $T_a$  este proporțional cu gradul de încălzire  $\theta$  (fig. 2.13).

**Exemplul numeric 2.10.** Să se determine temperatura  $T_a$  dacă  $T_0 = 293^\circ\text{K}$ ;  $\theta = 1,15$ ;  $\varphi_{pu} = 0,13$ ;  $\gamma_r = 0,08$ ;  $k_a = 1,36$ ;  $\eta_v = 0,78$ ;  $\varepsilon = 9$ ;  $p_0 = 1 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_g = 1,15 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_a = 0,813 \text{ daN/cm}^2$ .

**R.** Se aplică relația (2.70) și se obține:  $T_a = (293 \cdot 1,15 / (1 - 0,13 + 0,08)) \cdot (1,36 \cdot (1 - 0,13) + (1/0,78 \cdot 1,15) \cdot (1,15/8 - (1,36 - 1) \cdot 0,813)) = 361 \text{ K}$ .

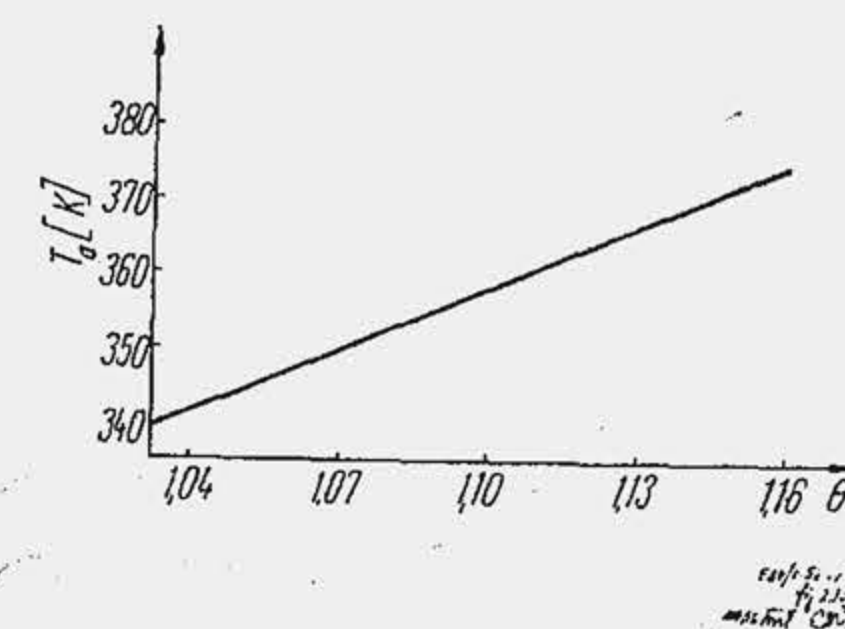


Fig. 2.13. Variația temperaturii  $T_a$  în funcție de gradul de încălzire a fluidului proaspăt.

## 2.1.2. EVACUAREA GAZELOR

### 2.1.2.1. Sistemul de evacuare. Gradul de perfecțiune a evacuării

Evacuarea reprezintă partea din procesul de schimbare a gazelor în cursul căreia gazele de ardere părăsesc cilindru.

La motorul cu admisiune normală, sistemul de evacuare este alcătuit (v. fig. 2.1, a) din galeria de evacuare  $GE$ , prevăzută în chiulă, din conducta de evacuare  $CE$  și amortizorul de zgomot  $AZ$ . Orificiul liber  $O_e$  al galeriei  $GE$  este controlat de supapa de evacuare  $SE$ . La motorul cu admisiune forțată, când supraalimentarea se efectuează cu o turbosuflantă, sistemul de evacuare cuprinde în plus turbina  $T$  (v. fig. 2.1, b), pusă în mișcare de gazele evacuate din cilindru.



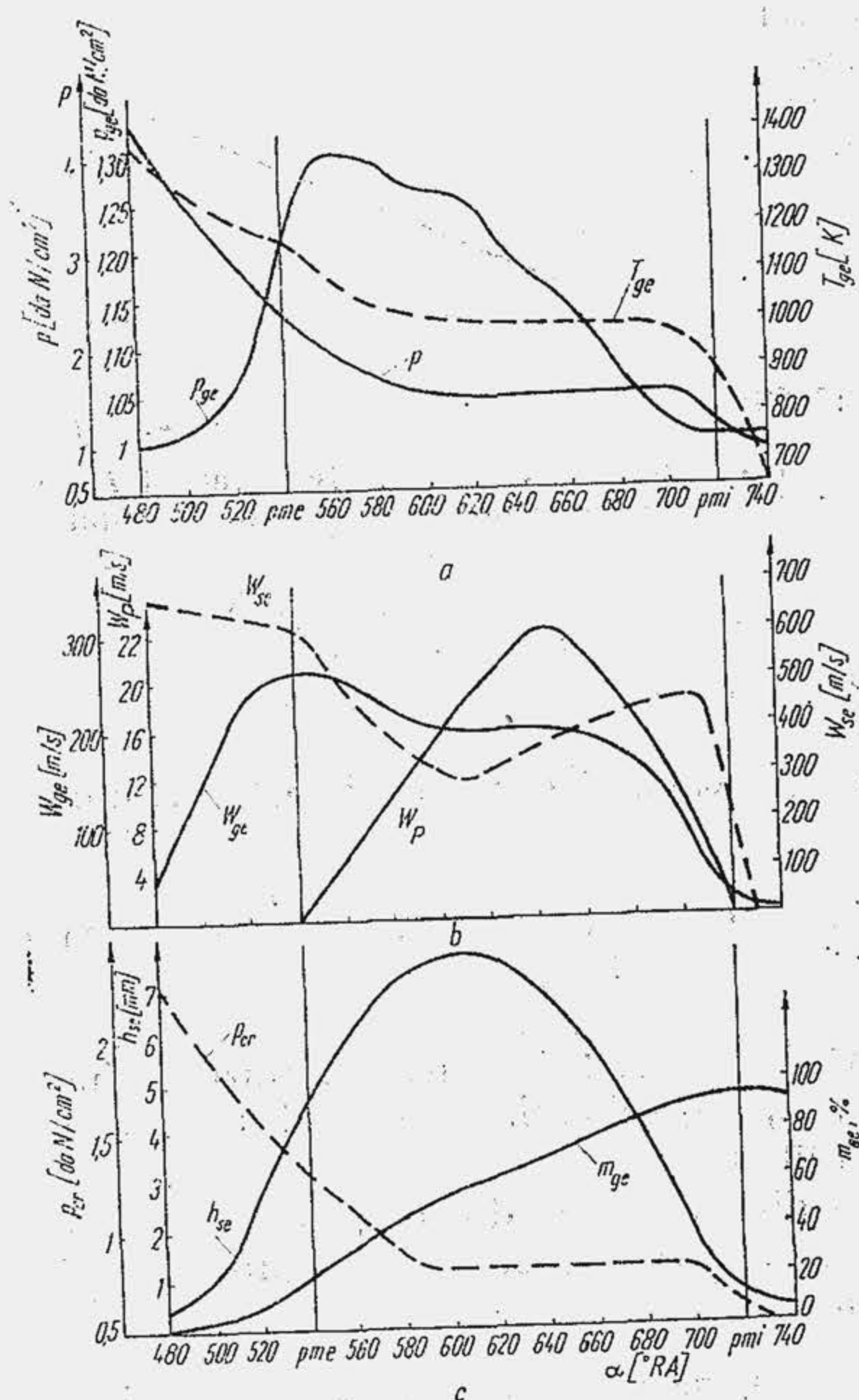


Fig. 2.14. Variația unor mărimi caracteristice în procesul de evacuare.

aproximativ pe  $120^\circ\text{RA}$ , de la  $\alpha = 600^\circ\text{RA}$ . Prin deplasarea pistonului, se menține diferența de presiune  $p - p_{ge}$  sau  $p - p_0$  necesară pentru a învinge rezistențele gazodinamice ale orificiului oferit și ale traseului de evacuare. La motoarele rapide de autovehicule, în prima parte a cursei de evacuare, procesul se produce în același timp liber și forțat de aceea această parte a procesului se numește evacuare mixtă. Pe intervalul cuprins între  $\alpha = 540 \dots 600^\circ\text{RA}$ , diferența de presiune  $p - p_{ge}$  asigură scăparea gazelor simultan cu refularea lor de către piston (fig. 2.14, a).

În figura 2.14, c se arată masa de gaze evacuate  $m_{ge}$  în procente, în funcție de  $\alpha^\circ\text{RA}$ , la motorul turismului Dacia 1300. Se observă că în cursul evacuării libere, masa  $m_{ge}$  ajunge la 30% din masa de gaze de ardere  $m_{ga}$ . Această informație obținută prin calcul [10] arată că la motoarele rapide evacuarea liberă are o pondere cu mult mai mică decât aceea evaluată la motoarele de turație mică, la care ajunge până la 60...70%. În momentul închiderii supapei de evacuare, în cilindru mai rămân gaze de ardere — gazele reziduale de masă  $m_{gr}$  sau numărul de kilomoli  $\nu_{gr}$ , care participă la efectuarea ciclului

Evacuarea gazelor la motoarele rapide are loc în trei moduri denumite: *evacuare liberă*, *evacuare forțată*, *evacuare mixtă*. Evacuarea liberă este partea din procesul de evacuare, în cursul căreia gazele de ardere părăsesc cilindru sub acțiunea diferenței dintre presiunea  $p$  din cilindru și presiunea  $p_0$  a mediului ambiant sau  $p_{ge}$  din galeria de evacuare. Analiza procesului de evacuare la motorul turismului Dacia 1300 arată următoarele (fig. 2.14): supapa de evacuare începe ridicarea de pe sediu spre finele cursei de destindere, când presiunea în cilindru este de câteva ori mai mare decât presiunea  $p_0$ ; până la  $p_{me}$ , cursa de ridicare a supapei ajunge la 58% din cursa maximă de ridicare (fig. 2.14, c), presiunea scade sensibil dar rămâne încă la o valoare ridicată (2,4 daN/cm<sup>2</sup>); sub acțiunea diferenței de presiune ( $p - p_{ge}$ ) gazele *scapă* în galerie, trec prin orificiul oferit cu o viteză de 600...700 m/s și se deplasează prin galeria de evacuare cu viteza de 50...250 m/s; la începutul evacuării presiunea  $p_{ge}$  crește repede.

Evacuarea forțată are loc numai sub acțiunea pistonului, în ultima parte a cursei de evacuare

următor. Se numește *coeficientul gazelor reziduale*  $\gamma_r$ , raportul

$$\gamma_r = \frac{\nu_{gr}}{\nu_{fp}} \approx \frac{m_{gr}}{m_{fp}} \quad (2.71)$$

Gradul de perfecțiune a procesului de evacuare se apreciază și prin gradul de evacuare a cilindrului de gazele de ardere  $\eta_{ev}$  și se definește ca raportul

$$\eta_{ev} = \frac{m_{ge}}{m_{fp} + m_{gr}} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \quad (2.71^*)$$

Se observă că  $\eta_{ev}$  variază în sens invers cu  $\gamma_r$ . Se obișnuiește să se evalueze perfecțiunea procesului de evacuare prin gazele de ardere rămase în cilindru, de aceea se apelează frecvent la  $\gamma_r$ .

La motoarele în patru timpi cu admisiune normală,  $\nu_{gr}$  se determină presupunând că masa gazelor de ardere care ocupă volumul  $V_c$ , când pistonul se află la  $p_{mi}$ , la presiunea  $p_g$  și temperatura  $T_g$  (punctul g din ciclu, v. fig. 2.7, c), rămâne invariabilă până la închiderea supapei de evacuare. În acest caz se aplică ecuația de stare în punctul g:

$$p_g V_c = \nu_{gr} R \cdot T_g \quad (2.72)$$

și se determină  $\gamma_r$  împărțind relația (2.72) la (2.23). Dacă se operează substituția  $V_0 = \eta_v V_s$  din (2.26) și  $V_c/V_s$  din (1.4) se obține

$$\gamma_r = \frac{p_g}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_g} \cdot \frac{1}{\eta_v(\epsilon - 1)} \quad (2.73)$$

Relația (2.73) evidențiază faptul că  $\gamma_r$  este invers proporțional cu  $\eta_v$ , ceea ce explică dezideratul general de a micșora pe  $\gamma_r$  pentru a obține o valoare ridicată a lui  $\eta_v$ . Apoi se observă că  $\gamma_r$  este direct proporțional cu  $p_g$  și invers proporțional cu  $T_g$ . În fine se observă că  $\gamma_r$  este invers proporțional cu  $\epsilon$ . Această dependență trebuie evaluată prudent deoarece, cu cât  $\epsilon$  este mai mare, gazele de ardere se destind mai mult în cilindru și  $T_g$  scade. Totuși, la mărirea lui  $\epsilon$  produsul  $T_g(\epsilon - 1)$  crește, iar  $\gamma_r$  se micșorează. Astfel se explică de ce la MAC,  $\gamma_r = 0,03 \dots 0,06$  iar la MAS,  $\gamma_r = 0,08 \dots 0,12$ , prima clasă de motoare avînd raportul de comprimare de aproximativ două ori mai mare. Gazele reziduale nu micșorează numai volumul  $V_s$  disponibil pentru fluidul proaspăt. Ele au și o consecință de natură cinetică deoarece fiind substanțe inerte chimic, micșorează viteza de ardere a combustibilului. Acțiunea de inhibitor intervine cu o mare pondere mai ales la MAS, în regimurile de sarcini parțiale. La aceste regimuri, prin obturare,  $\eta_v$  scade la 0,3...0,4 iar  $\gamma_r$  crește până la 0,3...0,35. Arderea se dezvoltă lent, funcționarea devine instabilă, randamentul indicat scade.

Sub aspect energetic perfecțiunea evacuării se determină prin lucrul mecanic consumat pentru evacuarea gazelor de ardere. Parțial, efectul energetic se apreciază prin lucrul mecanic de pompaj.

#### 2.1.2.2. Investigația procesului de evacuare

Un parametru semnificativ al evacuării este temperatura gazelor evacuate  $T_{ge}$  care definește regimul termic al motorului (v. par. 1.5). Temperatura gazelor evacuate se măsoară în galeria de evacuare sau în apropierea ei, cu un



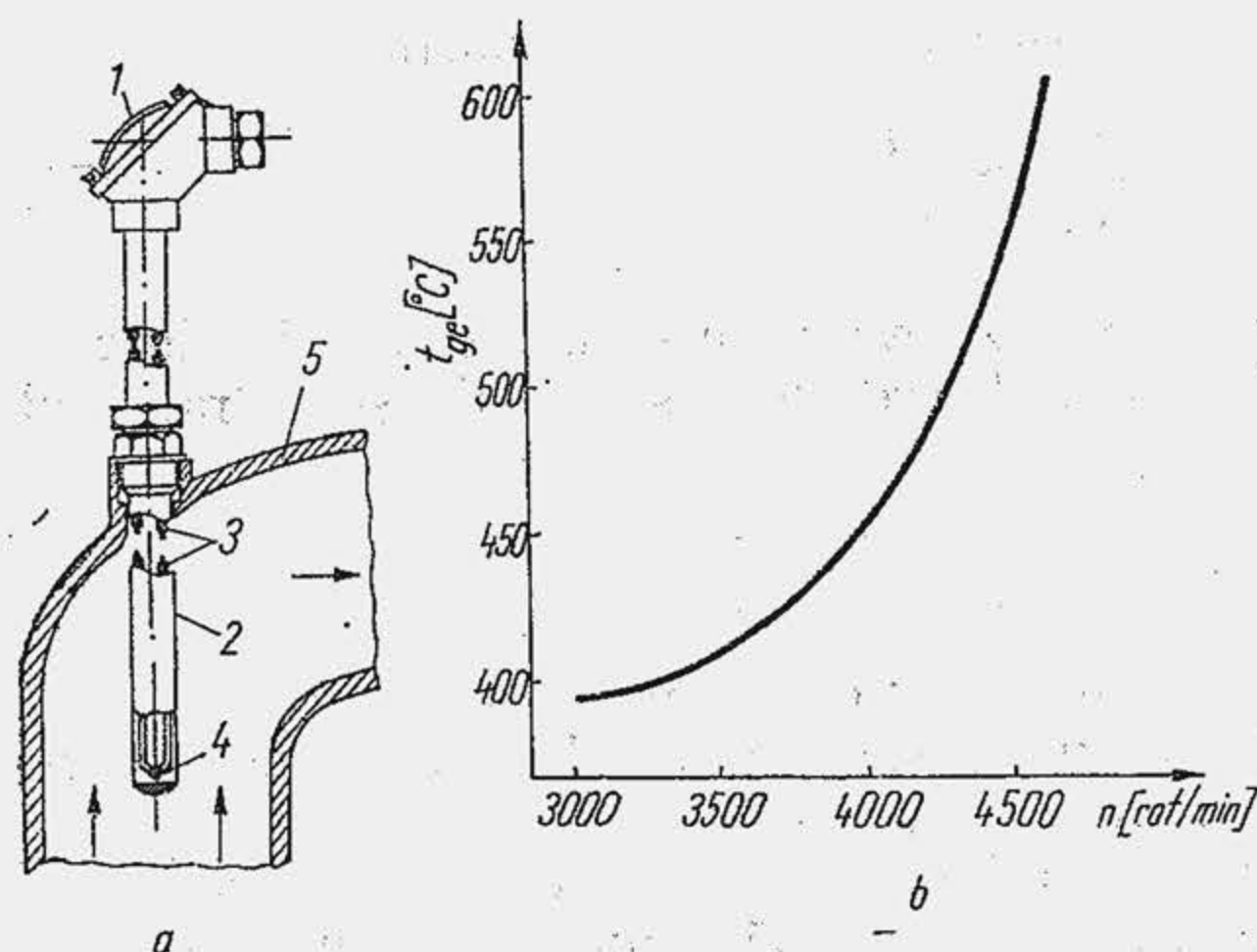


Fig. 2.15. Termocuplu pentru măsurarea temperaturii gazelor de evacuare; părți componente (a); 1 — cap; 2 — tub de protecție; 3 — termoelectrozi izolați cu mărgele de porțelan; 4 — lipitură.

termocuplu (fig. 2.15, a) care indică temperatura medie a gazelor evacuate (fig. 2.15, b).

Procesul de evacuare se cercetează pe baza diagramei de presiune (v. fig. 2.7) care se înregistrează cu un traductor de presiune. Se înregistrează presiunea în galeria de evacuare sau în conducta de evacuare și se obțin informații cu privire la rezistențele gazodinamice ale traseului de evacuare și la fenomenele dinamice (v. par. 2.1.6) din conductele de evacuare.

Evacuarea are loc, parțial în regim critic de curgere, parțial în regim subcritic. Regimul de curgere este critic dacă presiunea  $p_{ge}$  din poarta supapei de evacuare este mai mică decât presiunea critică  $p_{cr}$  ( $p_{ge} < p_{cr}$ ); aceasta din urmă este determinată de presiunea din cilindru

$$p_{cr} = p[2/(k_e + 1)]^{k_e/(k_e - 1)},$$

$k_e$  fiind exponentul adiabatic ale gazelor evacuate. Din figura 2.14, rezultă că în mod practic,  $p_{ge} < p_{cr}$  în perioada evacuării libere. Curgerea în regim critic cu viteze mari reprezintă o sursă importantă de zgomot. De aceea, sistemul de evacuare este prevăzut cu amortizorul de zgomot care obligă gazele să se destindă înainte de a ajunge în atmosferă. Rezistențele din sistemul de evacuare produc o creștere a presiunii  $p_{ge}$  (contrapresiunea din galeria de evacuare) care determină la rândul ei creșterea presiunii în cilindru ( $p_c > p_0$ ) cu efecte negative asupra lui  $\gamma_r$  și  $L_p$ .

Presiunea în galeria de evacuare  $p_{ge}$ , în regim permanent de curgere se exprimă prin analogie cu relația (2.41):

$$p_{ge} = p_0 + 0,5 \cdot 10^{-5} (1 + \zeta_e) \rho_{ge} \bar{W}_{ge}^2, \quad (2.75)$$

unde  $\zeta_e$  este coeficientul de rezistență al sistemului de evacuare;  $\rho_{ge}$  — densitatea gazelor din galeria de evacuare;  $\bar{W}_{ge}$  — viteza medie de curgere prin galeria de evacuare. Viteza medie  $\bar{W}_{ge}$  se determină prin analogie cu  $\bar{W}_{ga}$ , definind sistemul de ecuații (2.42), (2.43) și (2.44) cu mărimile caracteristice evacuării. Rezultă

$$\bar{W}_{ge} = (D/d_{0e}) \eta_v \bar{W}_P \cdot 180/\Delta\alpha_e, \quad (2.76)$$

unde  $d_{0e}$  este diametrul orificiului liber de evacuare, iar  $\Delta\alpha_e$  — durata de deschidere a supapei de evacuare, în °RA.

Din relația debitului (v. rel. 2.46) rezultă

$$dm_{ge\alpha} = \mu_{se} W_{se} \rho_{se} A_{se} d\tau, \quad (2.77)$$

unde  $m_{ge\alpha}$  este masa instantanee de gaze evacuate, iar indicele se definește mărimile în orificiul oferit de supapa de evacuare. În figura 2.16 se arată înregistrarea experimentală a lui  $m_{ge\alpha}(\alpha) = dm_{ge\alpha}/d\alpha$ . Pentru a spori eficiența procesului de evacuare, adică pentru a reduce pe  $m_{gr}$  se impune creșterea masei  $m_{ge}$  care se definește prin integrare

$$m_{ge} = \int_0^{m_{ge}} dm_{ge\alpha} = \bar{\mu}_{se} \bar{W}_{se} \rho_{se} \int_0^{\tau} A_{se} d\tau. \quad (2.78)$$

Prin analogie cu relațiile (2.48), (2.50) și (2.51) rezultă

$$TS_{se} [m^2 \cdot s] = \int_{\tau_{DSE}}^{\tau_{ISE}} A_{se} d\tau; \quad US_{se} [m^2 \cdot ^\circ RA] = \int_{\alpha_{DSE}}^{\alpha_{ISE}} A_{se} d\alpha; \quad (2.79)$$

$$TS_{se} = US_{se}/6n,$$

unde  $\tau_{DSE}$  și  $\tau_{ISE}$  sînt momentele de deschidere și închidere a supapei de evacuare.

Integralele reprezintă teesul și uesul supapei de evacuare. Întrucît  $m_{ge}$  este proporțional cu  $TS_{se}$ , rezultă dezideratul pentru un tees mare.

În figura 2.17 se arată dependența  $A_{se}(\alpha)$  pentru mai multe motoare fabricate în România. Prin planimetrare se obține uesul și teesul (v. tab. 2.2). Pentru coeficienții  $\mu_{se}$ ,  $\bar{\mu}_{se}$ , vezi relațiile (2.62), (2.67\*).

### 2.1.3. ADMISIUNEA FORȚATĂ

Puterea motorului este proporțională cu consumul orar de aer (v. rel. 2.4) sau de fluid proaspăt (v. rel. 2.7). La un motor în patru timpi, se obține sporirea consumului orar de fluid proaspăt, la aceeași turație și cilindree

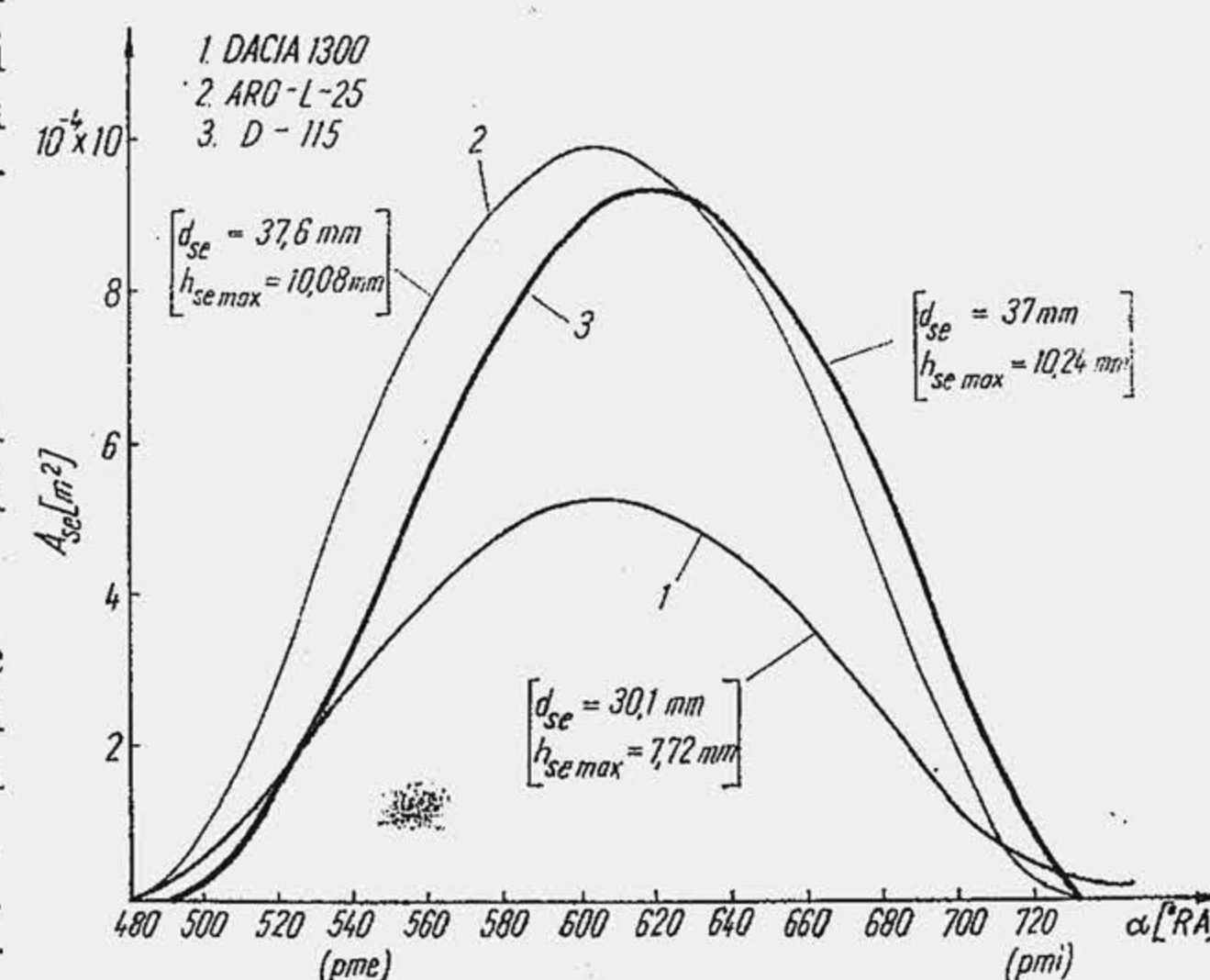


Fig. 2.17. Aria momentană a orificiului oferit de supapa de evacuare.



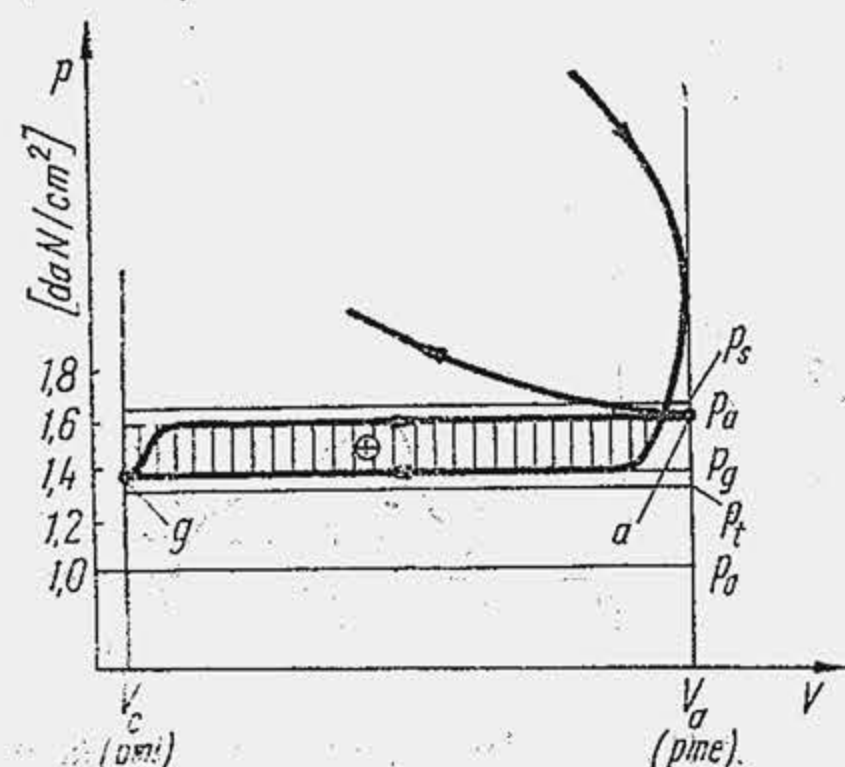


Fig. 2.18. Diagrama de pompaj a motorului supraalimentat.

totală, prin mărirea densității aerului sau fluidului proaspăt (v. rel. 2.10). Creșterea densității  $\rho_{sfp}$  se obține prin intermediul suflantei care comprimă aerul din mediul ambiant de la presiunea  $p_0$  la presiunea  $p_s$ . Din cauza pierderilor gazodinamice, presiunea medie  $p_a$  din cilindru, în cursa de admisiune satisface condiția  $p_a < p_s$ , ceea ce se evidențiază în diagrama de pompaj a motorului supraalimentat (fig. 2.18). Când supraalimentarea se realizează prin turbosuflantă (v. fig. 2.1, b) presiunea medie în conducta de evacuare este egală cu presiunea  $p_t$  din fața turbinei, care satisface condiția  $p_t > p_0$ . Din cauza rezistențelor gazodinamice, presiunea medie în cilindru în cursa de evacuare  $p_g$  îndeplinește condiția  $p_g > p_t$ . În general  $p_s > p_t$ , iar lucrul mecanic de pompaj este pozitiv și se obține o creștere importantă a randamentului mecanic.

La motorul supraalimentat, spre deosebire de motorul cu admisiune normală, fiind îndeplinită condiția  $p_a > p_g$  sau  $p_s > p_t$  rezultă că o parte din fluidul proaspăt trece în conducta de evacuare, când supapele sînt deschise simultan, obligînd gazele de ardere să părăsească cilindrul ( $m_{gr}$  se reduce astfel pînă la 0...1%). Partea din procesul de schimbare a gazelor care constă din evacuarea gazelor de ardere din cilindru de către fluidul proaspăt se numește proces de baleiaj sau pe scurt baleiaj. Baleiajul cilindrului se evaluează prin coeficientul de baleiaj  $b$  care arată fracțiunea de fluid proaspăt deplasată în galeria de evacuare în raport cu fluidul proaspăt reținut în cilindru. Prin definiție, rezultă:

$$b = (C_{ref} - C_{fp}) / C_{fp}, \quad (2.80)$$

$C_{fp}$  fiind consumul orar de fluid proaspăt al motorului (fluidul proaspăt reținut în cilindru) iar  $C_{ref}$  — debitul de fluid refulat de suflantă sau consumul orar de fluid proaspăt al suflantei. Acesta din urmă rezultă din (2.80)

$$C_{ref} = C_{fp}(1 + b) \quad (2.81)$$

și este la motoarele de autovehicule cu 20...30% mai mare decît  $C_{fp}$ . Relațiile (2.23) și (2.25) devin pentru motorul supraalimentat

$$p_s V_s = \nu_{fp} R T_s \quad (2.82)$$

$$p_s V_s = \nu_{sfp} R T_s \quad (2.83)$$

și definesc gradul de umplere

$$\eta_{vs} = \frac{\nu_{fp}}{\nu_{sfp}} = \frac{V_s}{V_s^*}, \quad (2.84)$$

indicele  $s$  arată că gradul de umplere se referă la mărimile de stare  $p_s$  și  $T_s^*$ .

\* În unele lucrări,  $\eta_{vs}$  se referă la  $p_0$  și  $T_0$  ca la motorul cu admisiune normală. În acest caz  $\eta_{vs} > 1$  și nu ilustrează pierderile termogazodinamice ale procesului de admisiune.

Din relațiile (2.17) și (2.10) rezultă

$$C_{fp} = C_{sfp} \eta_{vs} = 0,12 \rho_{sfp} V_s \eta_{vs} \text{ in/v}, \quad (2.85)$$

mărime care se substituie în expresia (2.81) pentru calculul lui  $C_{ref}$ . La motoarele supraalimentate baleiajul urmărește mai multe obiective (v. par. 27.2).

## 2.1.4. FAZELE DE DISTRIBUȚIE

Perioadele și momentele de deschidere și închidere a orificiilor de curgere a gazelor în/din cilindru se numesc faze de distribuție. Intervalul de timp dintre cele două momente, măsurate în °RA, reprezintă perioada de deschidere a orificiului, notată cu  $\Delta\alpha_a$  pentru admisiune și  $\Delta\alpha_e$  pentru evacuare (fig. 2.19);  $h_s$  este ridicarea supapei. Fazele de distribuție se definesc fie prin unghiul  $\alpha$ , măsurat față de originea ciclului (v. fig. 1.3), fie prin unghiul  $\beta$  precizat față de punctele moarte de referință. În primul caz, fazele sînt definite de unghiurile  $\alpha_{DSA}$ ,  $\alpha_{ISA}$  pentru momentele de deschidere a supapei de admisiune (DSA), respectiv de închidere a supapei de admisiune (ISA), precum și de  $\alpha_{DSE}$ ,  $\alpha_{ISE}$  pentru momentele de deschidere a supapei de evacuare (DSE), respectiv de închidere a supapei de evacuare (ISE). În al doilea caz, unghiul  $\beta$  reprezintă avansul  $\beta_a$  sau întîrzierea  $\beta_i$  la deschiderea sau închiderea supapei față de punctele moarte de referință. În general, rezultă pentru supapa de admisiune,  $\beta_{a DSA}$ ,  $\beta_{i ISA}$  și pentru supapa de evacuare,  $\beta_{a DSE}$ ,  $\beta_{i ISE}$  (fig. 2.19). Perioada de deschidere a supapei de admisiune este  $\Delta\alpha_a [\text{°RA}] = \alpha_{ISA} - \alpha_{DSA} = \beta_{a DSA} + 180^\circ + \beta_{i ISA}$ , iar perioada de deschidere a supapei de evacuare este  $\Delta\alpha_e [\text{°RA}] = \alpha_{ISE} - \alpha_{DSE} = \beta_{a DSE} + 180^\circ + \beta_{i ISE}$ . Reprezentarea grafică a fazelor de distribuție se numește diagrama fazelor de distribuție (fig. 2.20). Pozițiile mecanismului motor, corespunzătoare fazelor de distribuție se arată în figura 2.21.

Fazele de distribuție se optimizează. Prin faze optime de distribuție se înțelege acele faze care conduc: 1) la o eficiență maximă a schimbului de gaze, adică la un grad de umplere maxim; 2) la un coeficient minim al gazelor reziduale; 3) la cel mai mic lucru mecanic de pompaj; 4) la cea mai bună

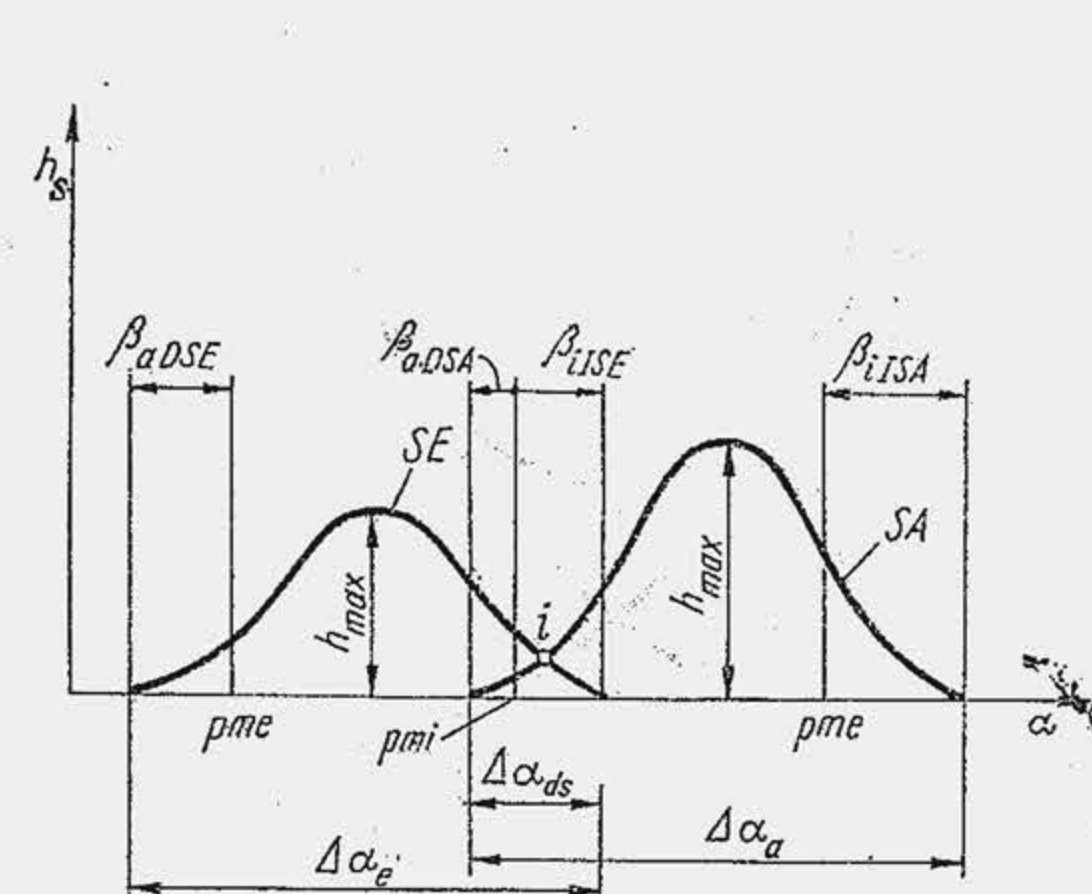


Fig. 2.19. Înălțimea momentană de ridicare a supapelor.

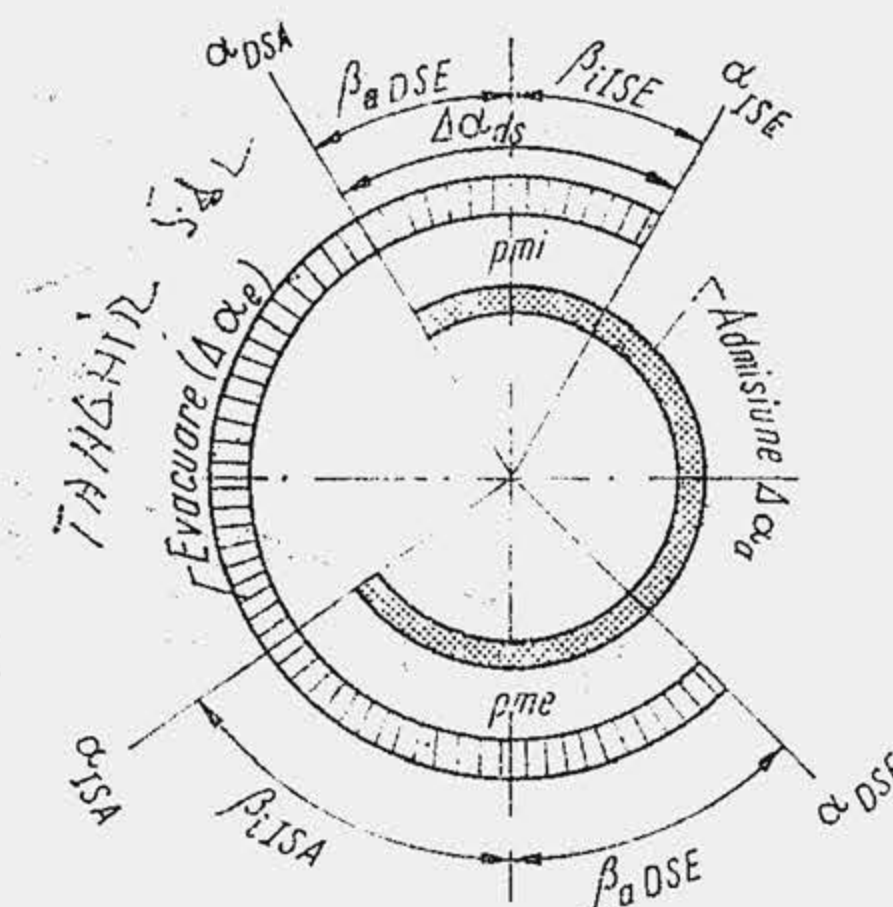


Fig. 2.20. Diagrama fazelor de distribuție.



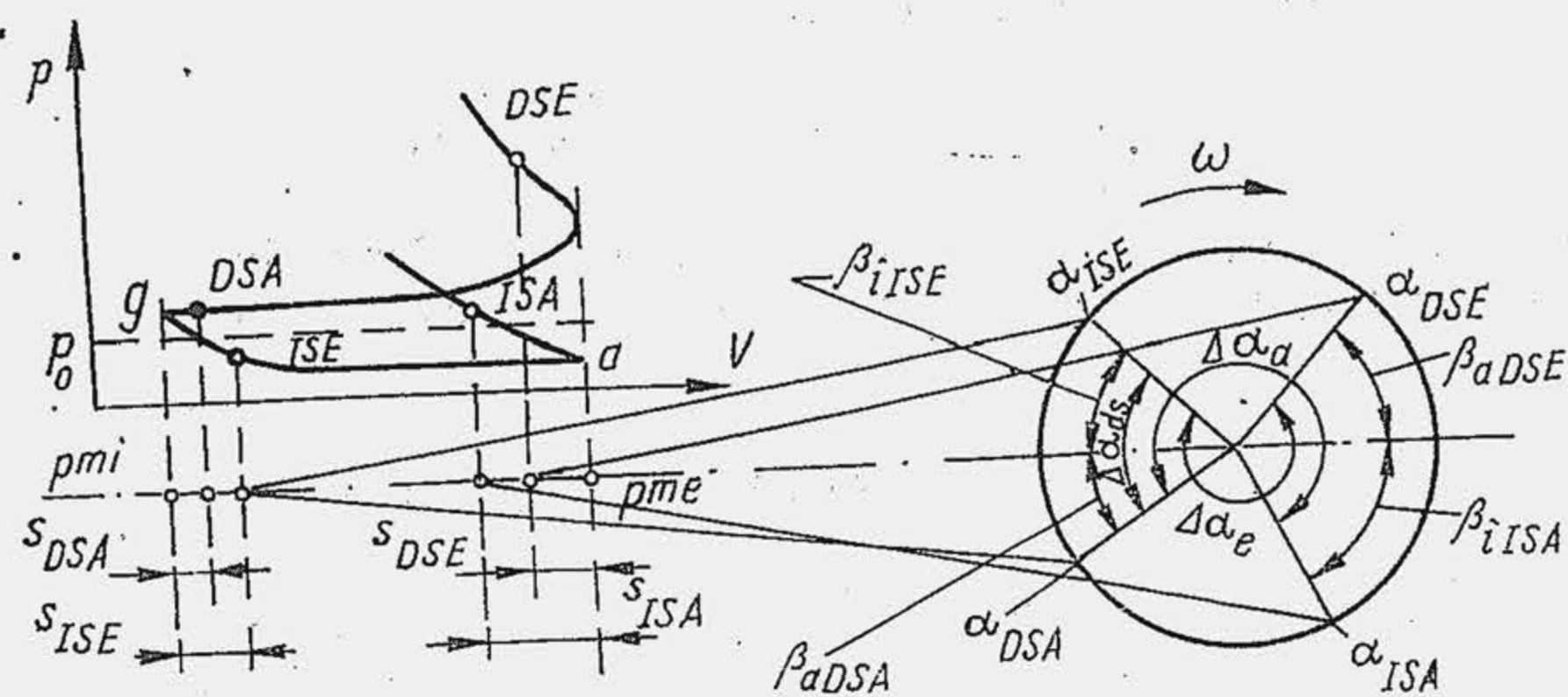


Fig. 2.21. Schemă pentru corelarea fazelor de distribuție cu pozițiile pistonului și diagrama de pompaj.

valoare a coeficientului de baleiaj, 5) la cea mai redusă valoare a concentrației de substanțe nocive din gazele de evacuare etc.

Fazele optime depind de regimul funcțional al motorului (sarcină și turație), ar pentru un regim funcțional se arată în cele ce urmează.

**Deschiderea supapei de evacuare.** Motoarele cu ardere internă cu piston funcționează după un ciclu cu destindere trunchiată (v. cap. 27) astfel că, la finele cursei de destindere, punctul  $u_1$ , (fig. 2.22, a) presiunea în cilindru este de câteva ori mai mare decât presiunea inițială ( $p_0, p_s$ ). Dacă supapa se deschide în  $pme$  ( $\beta_{aDSE} = 0$ ) lucrul mecanic efectuat de piston pentru evacuarea gazelor  $L_{evp}$  este aria hașurată de sub curba  $u_1g_1$ ;  $L_{evp}$  are valori ridicate, deoarece pistonul este obligat să refuleze gaze de ardere de presiune relativ înaltă. Dacă supapa se deschide cu avans (punctele  $u_1^*, u_1^{**}$ ) presiunea în cilindru scade în perioada evacuării libere — evoluțiile  $u_1^*u_2, u_1^{**}u_3$  — iar la limită ajunge la o valoare apropiată de presiunea inițială ( $p_0, p_s$ ) în  $pme$ . Lucrul mecanic  $L_{evp}$  scade pînă la o valoare minimă (fig. 2.22, b) deoarece pistonul refulează în cursa de evacuare o cantitate de gaze tot mai redusă, care, întîmpină rezistențe de curgere tot mai mici (arii de sub curbele  $u_2g_2, u_3g_3$ ).

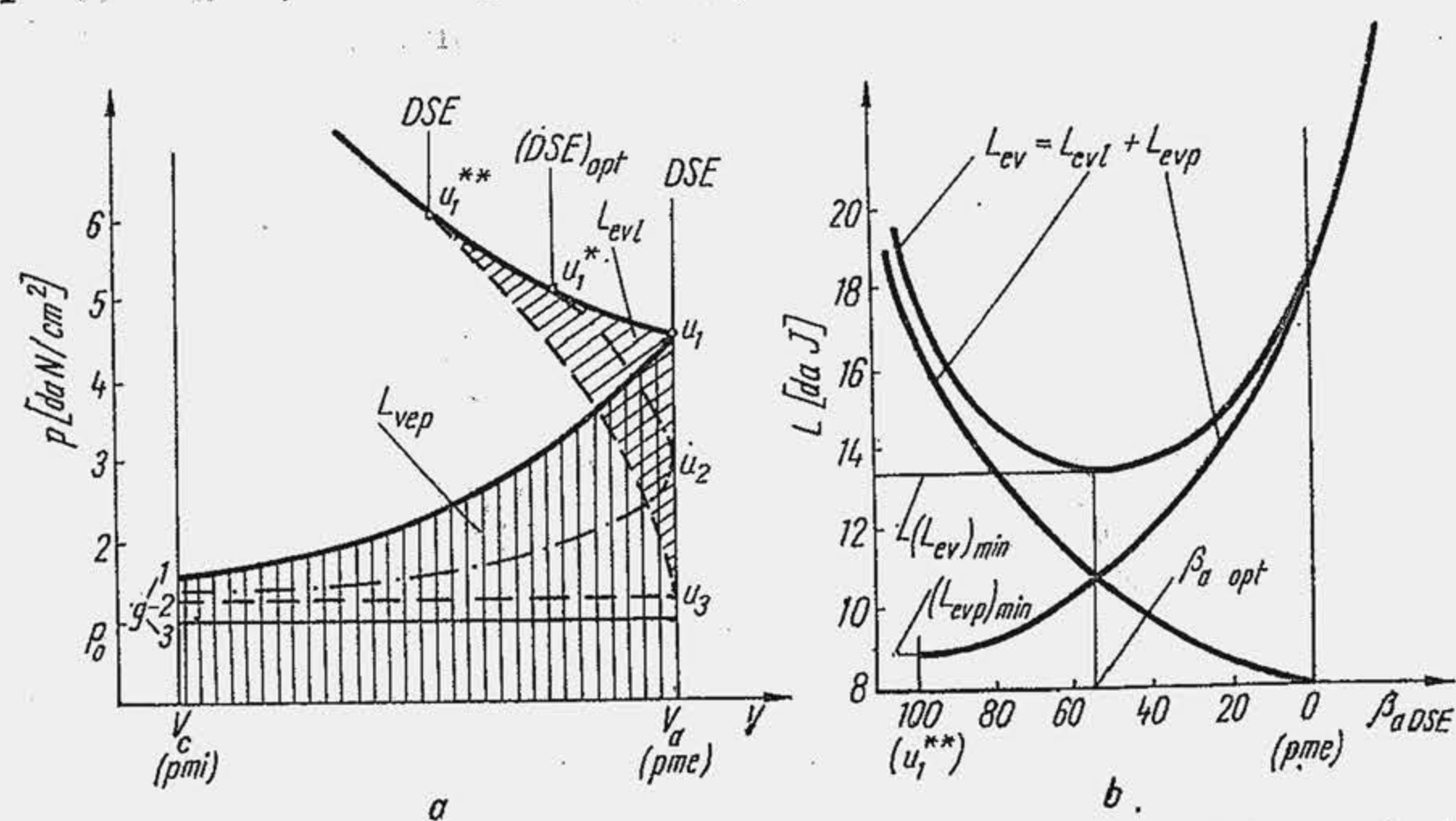


Fig. 2.22. Variația presiunii în procesul de evacuare (a) și a lucrului mecanic de evacuare (b).

Pe de altă parte, cu cît crește  $\beta_{aDSE}$  se amplifică lucrul mecanic efectuat de gazele din cilindru pentru evacuarea liberă  $L_{evl}$  (arii  $u_1^*u_2, u_1^{**}u_3$ ). Lucrul mecanic total pentru evacuarea gazelor  $L_{ev}$  reprezintă suma celor două lucruri mecanice și trece printr-un minim cînd  $\beta_{aDSE}$  variază. Se numește *avans optim la deschiderea supapei de evacuare* acel avans pentru care  $L_{ev}$  este minim. Verificarea experimentală a avansului optim se obține pe mai multe căi. Determinarea experimentală a dependențelor  $\eta_v, p_e(\beta_{aDSE})$  arată (fig. 2.23) o valoare optimă a lui  $\beta_{aDSE}$  pentru care se obține  $p_e = p_{e max}$  (încercări pe un MAS) care corespunde condiției  $L_{ev} = L_{ev min}$ . Variația foarte redusă a lui  $\eta_v$  cu  $\beta_{aDSE}$  (încercări pe un MAC) arată că prin promovarea evacuării libere, nu se obțin efecte importante asupra masei de gaze reziduale, dar scade  $c_e$  prin reducerea lui  $L_{ev}$ . La motoarele rapide rezultă  $(\beta_{aDSE})_{opt} = 40 \dots 80^\circ RA$ .

**Închiderea supapei de evacuare.** În  $pmi$  presiunea în cilindru fiind mai mare decât presiunea din galeria de evacuare, este posibil ca o mică fracțiune din gazele de ardere să mai scape în exterior. De aceea, este rațional ca supapa de evacuare să se închidă după  $pmi$ . Se obține astfel o creștere a gradului de umplere pînă la 6% (fig. 2.24, a — încercări pe un MAC). Pentru o valoare foarte ridicată a lui  $\beta_{iISE}$ , gradul de umplere este compromis și  $p_0$  începe să se reducă (fig. 2.24, b — încercări pe un MAS). Există și o valoare optimă pentru  $\beta_{iISE}$ , la care  $c_e = c_{e min}$ . Întîrzierea optimă la închiderea supapei de evacuare se definește în raport cu valoarea maximă a gradului de um

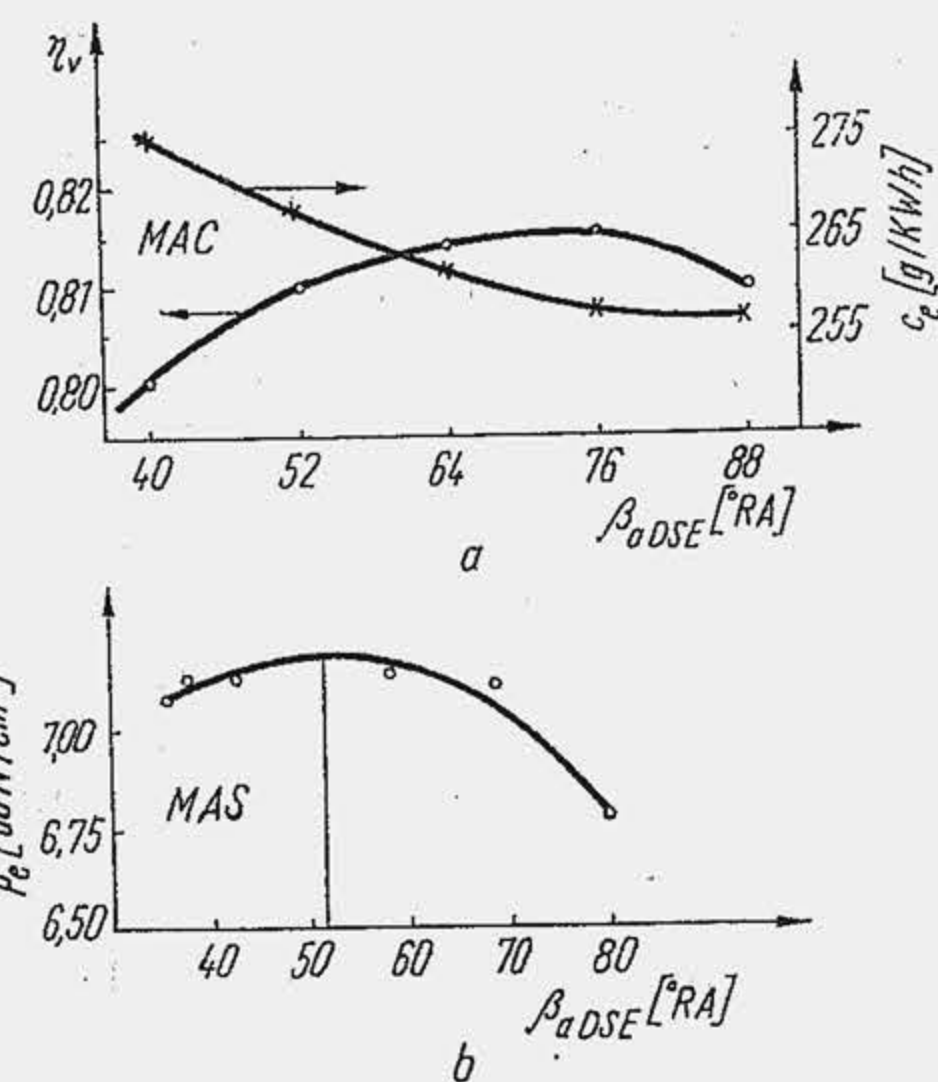


Fig. 2.23. Influența avansului la deschiderea a supapei de evacuare asupra performanțelor motorului.

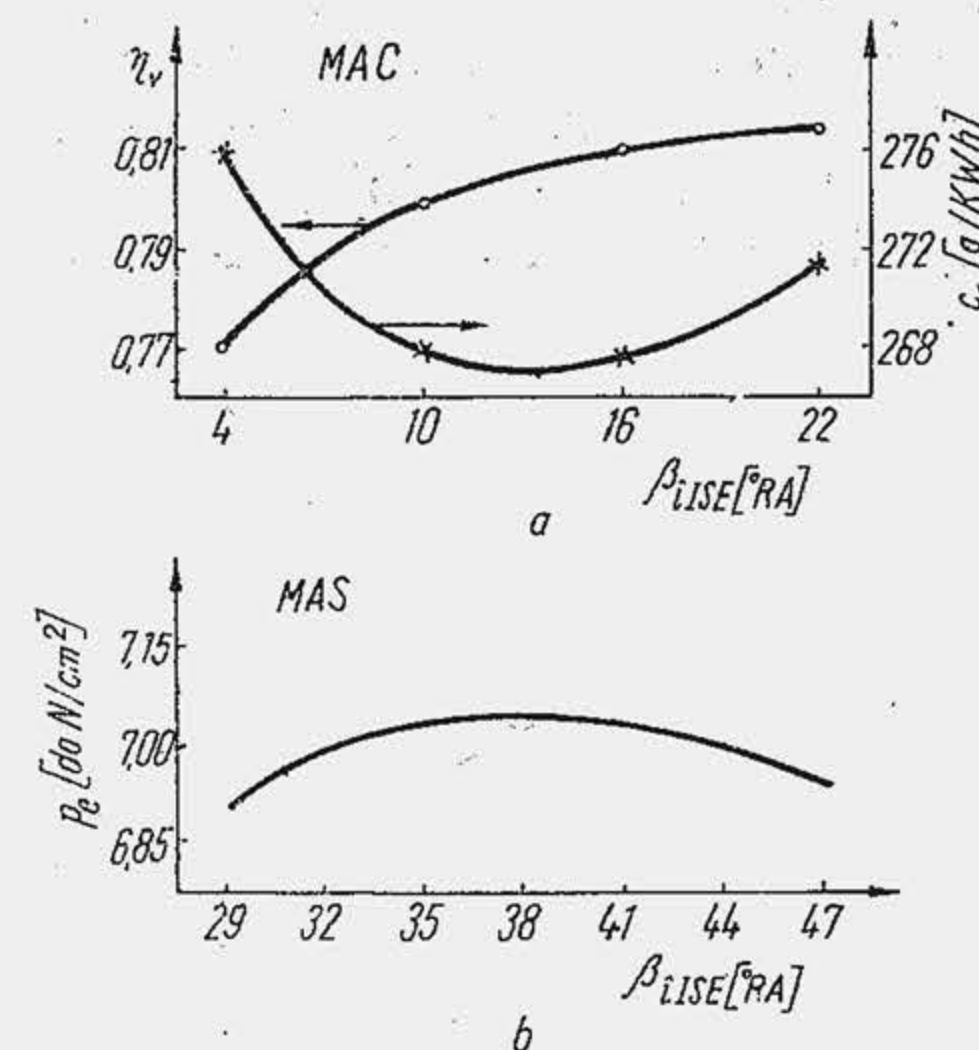


Fig. 2.24. Influența întîrzierii la închidere a supapei de evacuare asupra performanțelor motorului.

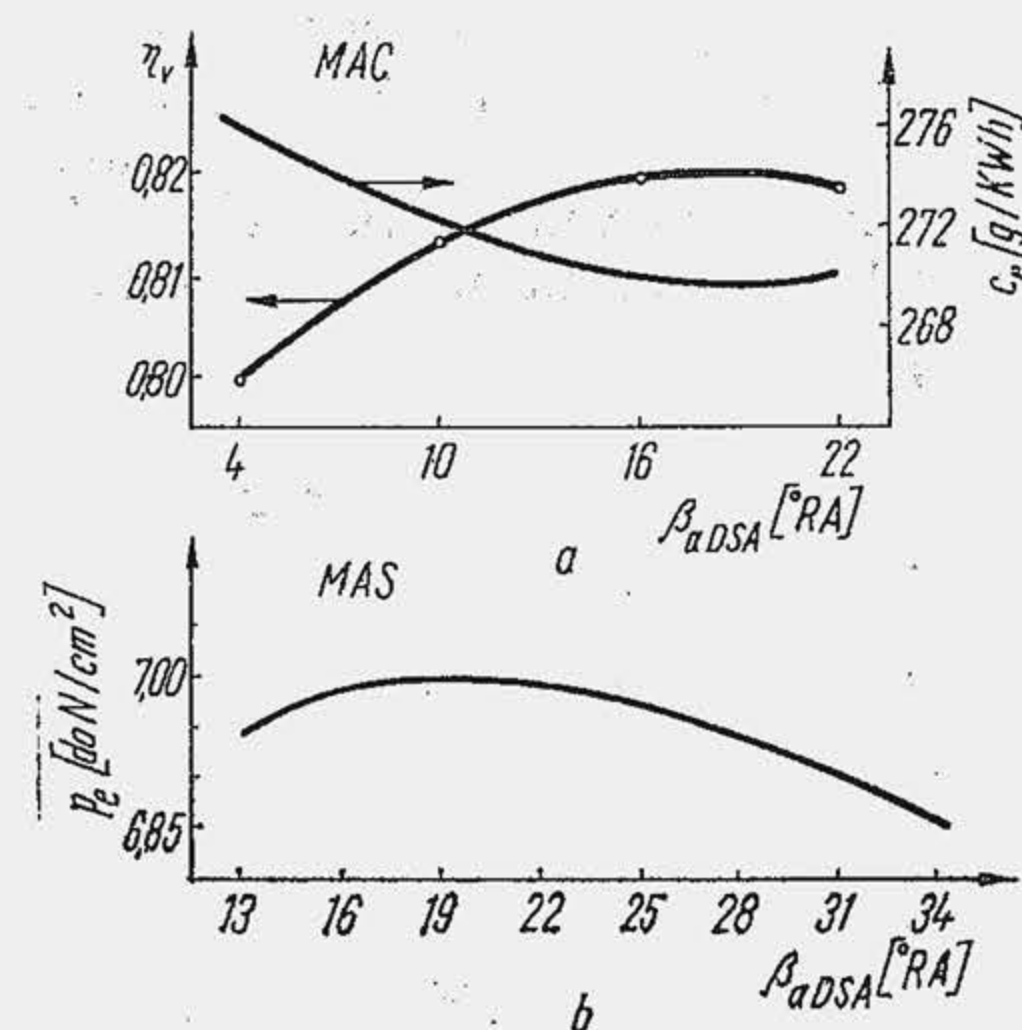


Fig. 2.25. Influența avansului la deschiderea supapei de admisiune asupra performanțelor motorului.



plere sau a presiunii medii efective. Pentru motoarele de autovehicule  $\beta_{i,ISE} = 10 \dots 60^\circ \text{RA}$ .

Prin intermediul lui  $\beta_{a,DSE}$  și  $\beta_{i,ISE}$  durata procesului de evacuare se extinde pe un interval  $\Delta\alpha_e = 240 \dots 320^\circ \text{RA}$ , ceea ce reprezintă cu 30...75% mai mult decât durata cursei de evacuare.

**Deschiderea supapei de admisiune.** După destinderea gazelor reziduale (evoluția  $gg'$ , v. fig. 2.7, c) presiunea în cilindru coboară sub presiunea inițială ( $p_g < p_0$ ) și fluidul proaspăt pătrunde în cilindru. Este rațional ca în acest moment supapa de admisiune să ofere deja o secțiune sporită de trecere. Acest deziderat se îndeplinește dacă supapa începe ridicarea de pe sediu cu avans față de  $p_{mi}$ . Din figura 2.9 se observă că pentru motorul turismului Dacia 1300, la care  $\beta_{a,DSA} = 20^\circ \text{RA}$ , aria oferită la  $p_{me}$  este de 12,45% din aria oferită la ridicarea maximă a supapei. Efectul lui  $\beta_{a,DSA}$  se arată în figura 2.25, a din care rezultă că la mărirea avansului de la  $4^\circ$  la  $20^\circ \text{RA}$ ,  $\eta_v$  crește cu aproape 2,5% (încercări pe un MAC), iar  $c_e$  scade cu 2%.

Se numește avans optim la deschiderea supapei de admisiune, avansul pentru care se obține  $\eta_{vmax}$ ,  $c_{emin}$  sau  $p_{emax}$  (fig. 2.25, b, încercări pe un MAS).

Pentru  $\beta_{a,DSA} < (\beta_a)_{opt}$ ,  $p_e$  scade deoarece supapa de admisiune oferă o secțiune de trecere redusă la momentul potrivit; pentru  $\beta_{a,DSA} > (\beta_a)_{opt}$ ,  $p_e$  scade, deoarece o parte din gazele de ardere trece în galeria de admisiune, datorită diferenței de presiune  $p_g - p_{ga}$ , se reîntoarce în cilindru în cursa de admisiune, sporește masa de gaze reziduale și scade gradul de umplere. Avansul la deschidere a supapei de admisiune la motoarele de autovehicule este de  $5 \dots 45^\circ \text{RA}$ .

**Închiderea supapei de admisiune.** Dacă după  $p_{me}$  supapa de admisiune oferă, încă, o secțiune mare de trecere, fluidul proaspăt pătrunde în continuare în cilindru (postumplere) și amplifică gradul de umplere ( $\varphi_{pu}$  crește). De aceea, supapa SA se închide după  $p_{me}$ . La motorul turismului Dacia 1300,  $\beta_{i,ISA} = 60^\circ \text{RA}$ , astfel că la  $p_{me}$  aria relativă  $A_{sa} = 48,25\%$  din  $A_{sa,max}$  (v. fig. 2.9). Ca rezultat, 13% din masa fluidului proaspăt pătrunde în cilindru în intervalul  $\alpha_{ISA} - 180$  (fig. 2.6, c). Fenomenul de postumplere s-a pus în evidență pe cale experimentală, la un motor monocilindru la care s-a modificat  $\beta_{i,ISA}$ , folosindu-se mai multe came. S-a măsurat de fiecare dată consumul de fluid proaspăt, s-a determinat masa  $m_{fp}$  (fig. 2.26, a) și s-a raportat la masa de fluid proaspăt admisă în cilindru pentru  $\beta_{i,ISA} = 0$ . A rezultat astfel gradul de postumplere, care a ajuns pînă la 0,19. Influența lui  $\varphi_{pu}$  asupra lui  $\eta_v$  și  $p_a$  determinată pe cale analitică (pe baza sistemului de ecuații din par. 2.1.7) se arată în figura 2.26, b.

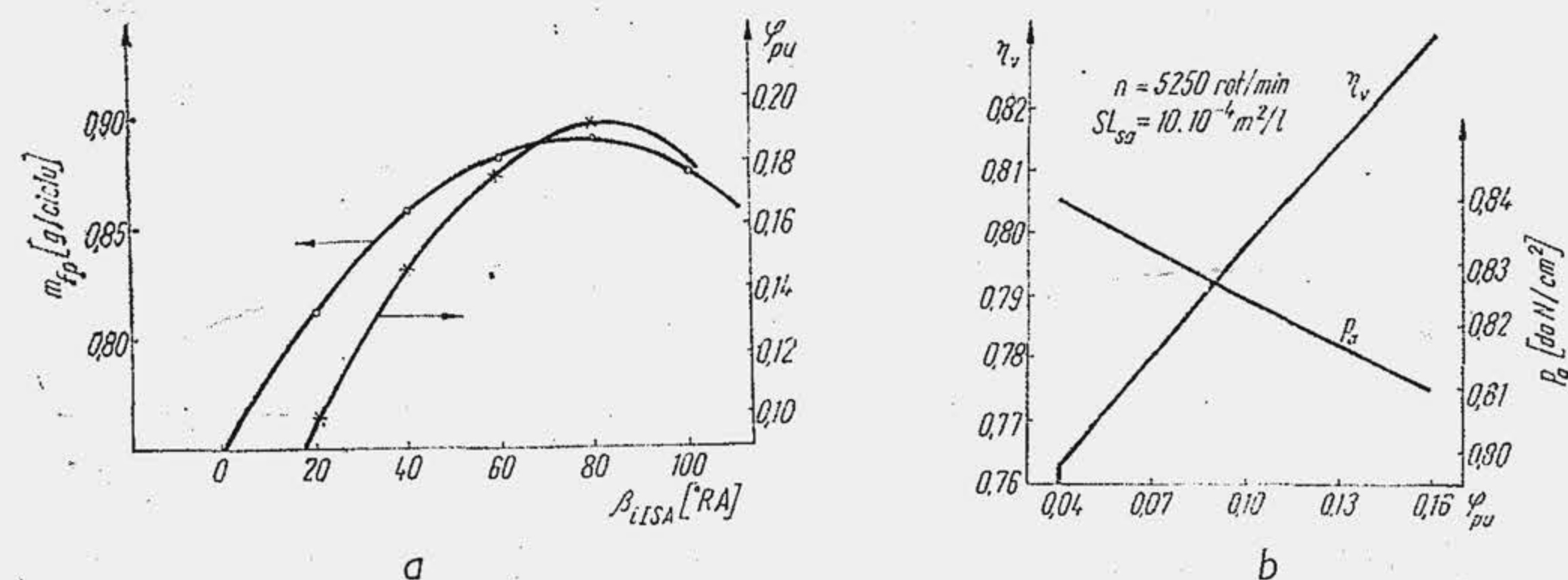


Fig. 2.26. Influența întârzierii la închidere a supapei de admisiune asupra postumplerii (a) și a coeficientului  $\varphi_{pu}$  asupra gradului de umplere (b).

Încercările pe un MAC (fig. 2.27, a) au confirmat creșterea lui  $\eta_v$  cu  $\beta_{i,ISA}$  și reducerea lui  $c_{emin}$ . Se numește întârziere optimă la închiderea supapei de admisiune acea întârziere care asigură un grad de umplere maxim. Dacă  $\beta_{i,ISA} < (\beta_i)_{opt}$  nu se pune integral în valoare fenomenul de postumplere; dacă  $\beta_{i,ISA} > (\beta_i)_{opt}$  presiunea în cilindru depășește presiunea din galeria de admisiune, datorită efectului de comprimare al pistonului, sensul de curgere se inversează, fluidul proaspăt scapă în galeria de admisiune, iar  $\eta_v$  scade. Ca efect global se reține reducerea presiunii  $p_e$  (fig. 2.27, b, încercări pe un MAS). Întârzierea la închiderea supapei de admisiune la motoarele de autovehicule variază între  $40 \dots 85^\circ \text{RA}$ , fiind cu atât mai mare cu cât turația motorului este mai ridicată. Prin intermediul lui  $\beta_{a,DSA}$  și  $\beta_{i,ISA}$  durata procesului de admisiune se extinde la  $\Delta\alpha_a = 235 \dots 310^\circ \text{RA}$ .

**Perioada deschiderii simultane a supapelor.** Deoarece supapa de admisiune se deschide cu avans iar supapa de evacuare se închide cu întârziere în intervalul  $\Delta\alpha_{ds} = \beta_{a,DSA} + \beta_{i,ISE}$ , supapele sînt deschise simultan. Există o perioadă optimă de deschidere simultană a supapelor  $\Delta\alpha_{ds,opt}$ , pentru care  $\eta_v$  și  $p_e$  ating valori maxime (fig. 2.28). Dacă  $\Delta\alpha_{ds} > \Delta\alpha_{ds,opt}$ ,  $\eta_v$  scade deoarece gazele de ardere pătrund în galeria de admisiune ( $p > p_{ga}$ ) revin apoi în cilindru și amplifică masa gazelor reziduale. În cazul baleiajului, fluidul proaspăt trece în galeria de evacuare. Dacă  $\Delta\alpha_{ds} < \Delta\alpha_{ds,opt}$ ,  $\eta_v$  scade deoarece ueusul devine prea mic. Pentru limitarea noxelor devine interesantă și condiția  $\Delta\alpha_{ds} \leq 0$  (v. cap. 26). Aceași perioadă  $\Delta\alpha_{ds}$  se poate plasa diferit pe ciclu [16].

În tabela 2.2 se arată fazele de distribuție ale motoarelor fabricate în România. S-a adăugat cîteva modele la care fazele de distribuție au valori extreme.

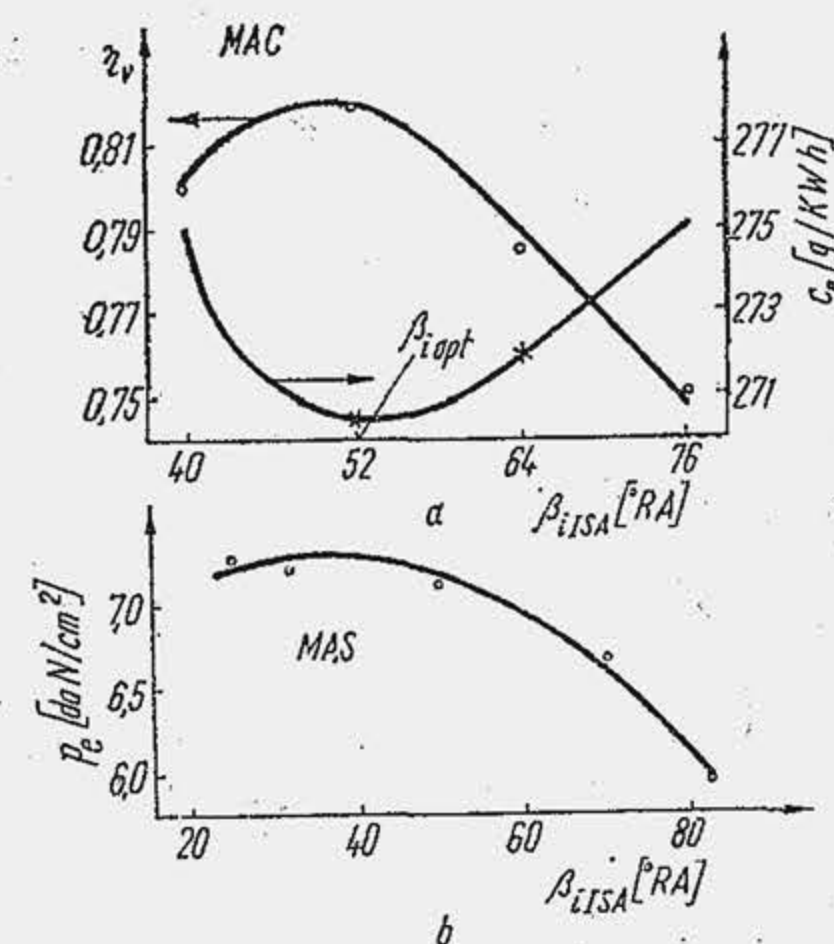


Fig. 2.27. Influența întârzierii la închidere a supapei de admisiune asupra performanțelor motorului.

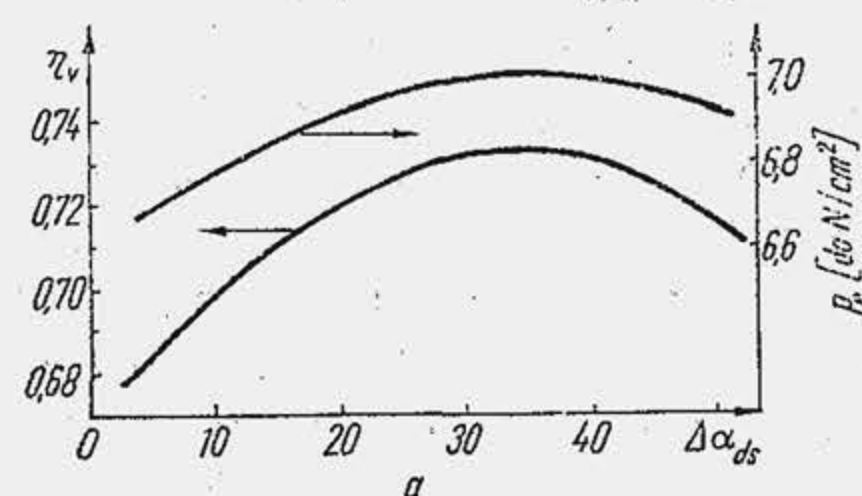


Fig. 2.28. Influența duratei de deschidere simultane a supapelor asupra gradului de umplere.

## 2.1.5. INFLUENȚE ASUPRA PROCESELOR DE SCHIMBARE A GAZELOR

### 2.1.5.1. Influențele factorilor de stare

Din relația (2.19) rezultă că puterea efectivă este proporțională cu produsul  $\rho_{0a} \cdot \eta_v$ .

**Temperatura mediului ambiant  $T_0$**  influențează atât pe  $\rho_{0a}$  cît și pe  $\eta_v$ . Densitatea aerului este invers proporțională cu  $T_0$  ( $\rho_{0a} = p_0/RT_0$ ), astfel că, la creșterea temperaturii inițiale scade consumul orar de aer. Gradul de



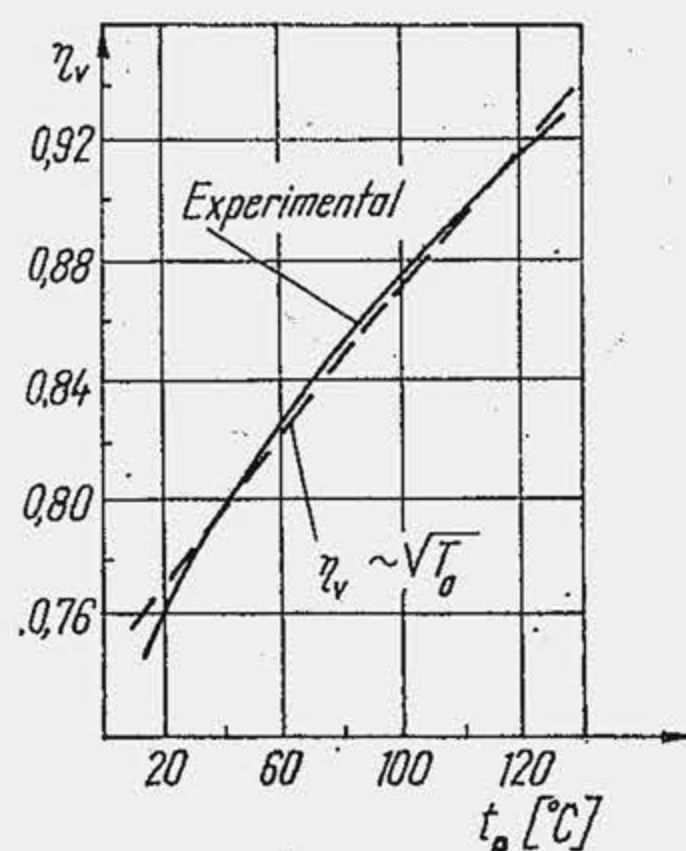


Fig. 2.29. Dependenta gradului de umplere de temperatura mediului ambiant.

umplere  $\eta_v$  crește practic cu  $\sqrt{T_0}$  (fig. 2.29), deoarece la mărirea lui  $T_0$ , regimul termic al motorului rămâne practic nemodificat, iar aerul mai cald se încălzește mai puțin în contact cu suprafețele fierbinți. Influența globală a temperaturii  $T_0$  se determină din relația  $\eta_v \cdot \rho_{0a} = ct \sqrt{T_0}/T_0 = ct/\sqrt{T_0}$ , ceea ce arată că mărirea lui  $T_0$  produce o scădere a puterii motorului. Temperatura  $T_0$  variază după anotimp, cu latitudinea și altitudinea. Pe timp de iarnă produsul  $\rho_{0a} \cdot \eta_v$  crește, motorul aspiră mai mult aer și dezvoltă o putere mai mare (pentru  $T_0 = 273^\circ + 30^\circ$  — vara — și  $T_0 = 273 - 20^\circ$  — iarna — produsul  $\rho_{0a} \cdot \eta_v$  crește în raportul  $\sqrt{303/253} = 1,094$  adică puterea crește cu aproape 10%). În zonele ecuatoriale puterea motorului scade; motorul destinat să funcționeze în astfel de zone trebuie pregătit adecvat.

**Presiunea mediului ambiant** nu afectează sensibil pe  $\eta_v$ , deoarece  $C_{ofp}$  și  $C_{fp}$  (rel. 2.17) se modifică în aceleași proporții la variația lui  $p_0$ . În schimb, densitatea  $\rho_{0a}$  este direct proporțională cu  $p_0$ . Presiunea  $p_0$  scade cu altitudinea (fig. 2.30) astfel că puterea dezvoltată de motor se micșorează în regiunile muntoase, practic în proporția în care scade  $p_0$ , deși temperatura  $T_0$  se micșorează la rîndul ei. Variația lui  $P_e$  cu  $p_0$  (și  $T_0$ ) prezintă interes la stabilirea performanțelor motorului pe standul de încercare. Întrucît așezarea acestuia variază cu altitudinea, iar încercările se efectuează în tot cursul anului, puterea măsurată pe stand se corectează (se determină puterea corectată). Formulele de corecție raportează puterea motorului la o presiune și o temperatură de referință (v. par. 9.7).

**Viteza fluidului proaspăt**, determinată prin măsurări cu anemometrul sau prin calcul, în conducta de admisiune ( $W_{CA}$ ) sau în orificiul oferit ( $W_{sa}$ ), influențează sensibil gradul de umplere (fig. 2.31). La proiectare, viteza  $W_{CA}$  se decide nu numai în raport cu  $\eta_v$  ci și în raport cu cerințele de formare a amestecului (atît la MAS cît și la MAC) și de adaptabilitate la tracțiune a motorului.

**Cantitatea de gaze reziduale** influențează gradul de umplere pe două căi: 1) modifică temperatura fluidului proaspăt (în final temperatura  $T_a$  la

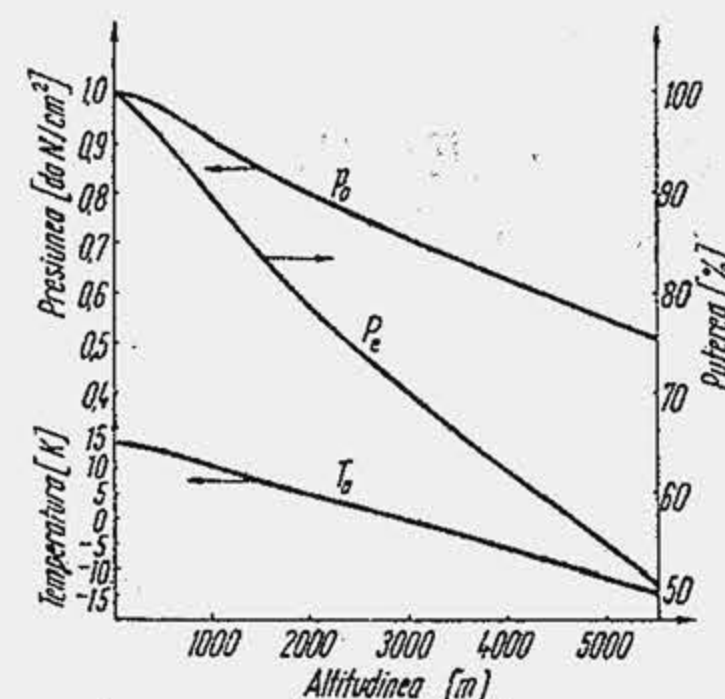


Fig. 2.30. Influența altitudinii asupra presiunii și temperaturii mediului ambiant.

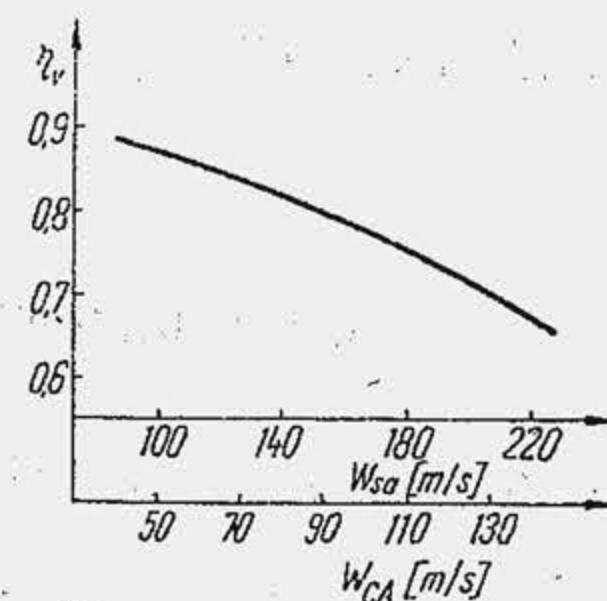


Fig. 2.31. Influența vitezei de curgere prin conducta de admisiune asupra gradului de umplere.

finele cursei de admisiune); 2) modifică volumul disponibil pentru fluidul proaspăt. Cînd  $\gamma_r$  crește de la 0,1 la 0,3 temperatura  $T_a$  crește aproximativ cu  $80^\circ$ .

## 2.1.5.2. Influențele factorilor funcționali

**Sarcina motorului** influențează pe  $\eta_v$  în raport cu metoda de reglare. La MAS, la reducerea sarcinii, se obține parțial conducta de admisiune ceea ce echivalează cu creșterea coeficientului de pierderi  $\zeta_a$ , relația (2.45) (la reducerea sarcinii pînă la  $1/4$  din  $P_{ec}$  se obține  $\zeta_a = 182$ ). Întrucît la reducerea sarcinii pierderile gazodinamice în procesul de evacuare rămîn aproximativ aceleași, diagrama de pompaj ia forma arătată în figura 2.32, a, ceea ce ilustrează o reducere substanțială a presiunii  $p_a$  în concordanță cu reducerea presiunii  $p_{ga}$  și a lui  $\eta_v$  (reglare cantitativă a sarcinii). Merită o mențiune specială faptul că la reducerea sarcinii, coeficientul  $\gamma_r$  înregistrează o creștere sensibilă (fig. 2.32, b) deoarece la aproximativ aceeași cantitate de gaze reziduale ( $v_{gr}$ ) ajunge în cilindru o cantitate mai mică de fluid proaspăt ( $v_{fp}$ ), relația (2.71). La MAC, prin reglarea calitativă a sarcinii nu se acționează direct asupra lui  $\eta_v$ . Totuși, odată cu mărirea sarcinii crește nivelul regimului termic al motorului, fluidul proaspăt se încălzește mai intens în contact cu pereții fierbinți, pierderile termice se amplifică iar  $\eta_v$  scade. Astfel, variația gradului de umplere cu sarcina are sensuri opuse la MAS și MAC (fig. 2.32, b).

**Turația motorului**, influențează procesul de schimbare a gazelor, în condițiile menținerii invariabile a sarcinii, pe mai multe căi: relațiile (2.54\*) și (2.54\*\*) arată că la mărirea turației presiunea  $p_a$  scade. Relațiile (2.75) și (2.76) arată că  $p_{ga}$  crește cu pătratul turației ( $\bar{W}_p \sim n$ ). Ca urmare, la turația  $n_2 > n_1$  diagrama de pompaj se modifică sensibil (fig. 2.33), deoarece se reduce timpul disponibil pentru umplerea și golirea cilindrului și totodată crește  $\zeta_a$  și scade  $\mu_{sa}$ . Dacă se explicitează  $\eta_v$  din relația (2.54\*\*) se obține

$$\eta_v = 236 (\bar{\mu}_{sa} a_{fp} / n) \Delta \alpha_a S L_{sa} F(p_a / p_{ga}, k_a), \quad (2.86)$$

unde  $F$  este o funcție care rezultă prin identificare. În ipoteza că toți parametrii sînt invariabili cu excepția turației,  $\eta_v(n)$  reprezintă o hiperbolă (fig. 2.34).

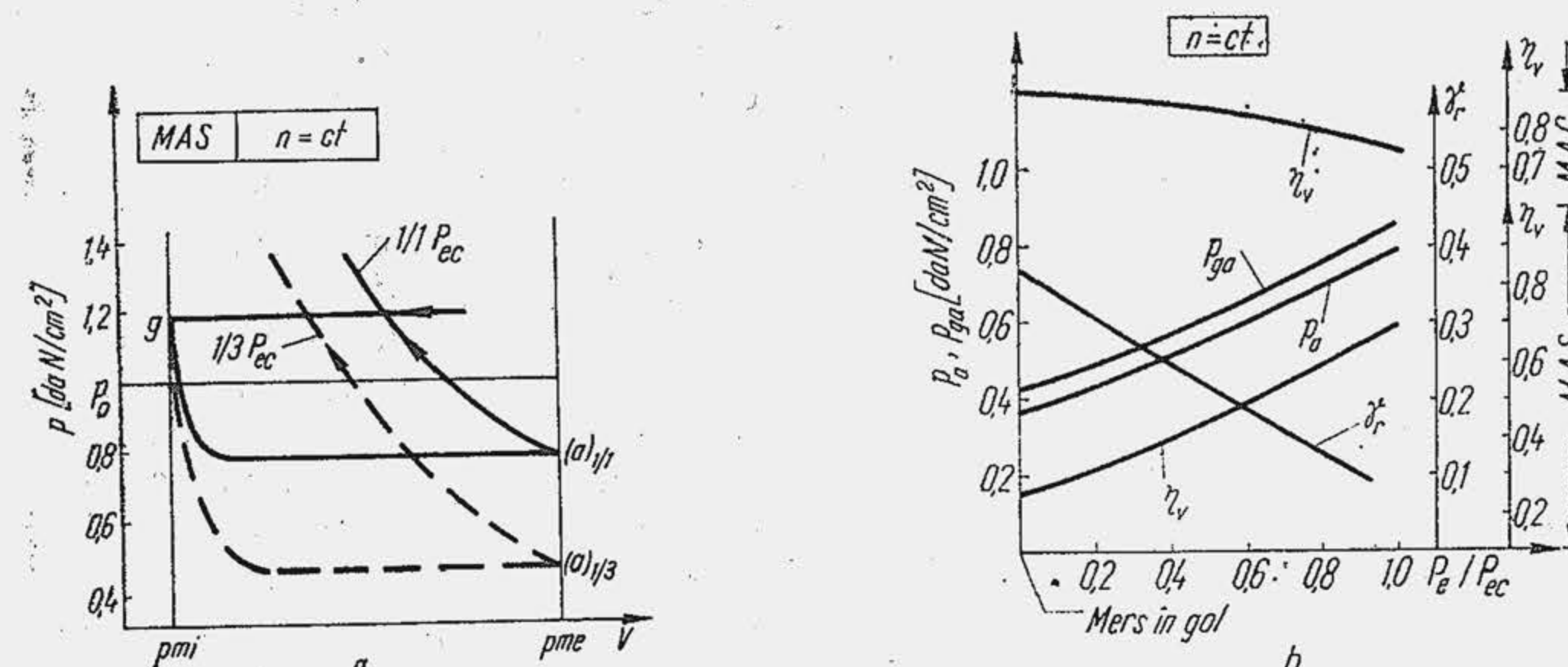


Fig. 2.32. Diagrama de pompaj (a) și parametrii pompajului în funcție de sarcina motorului.



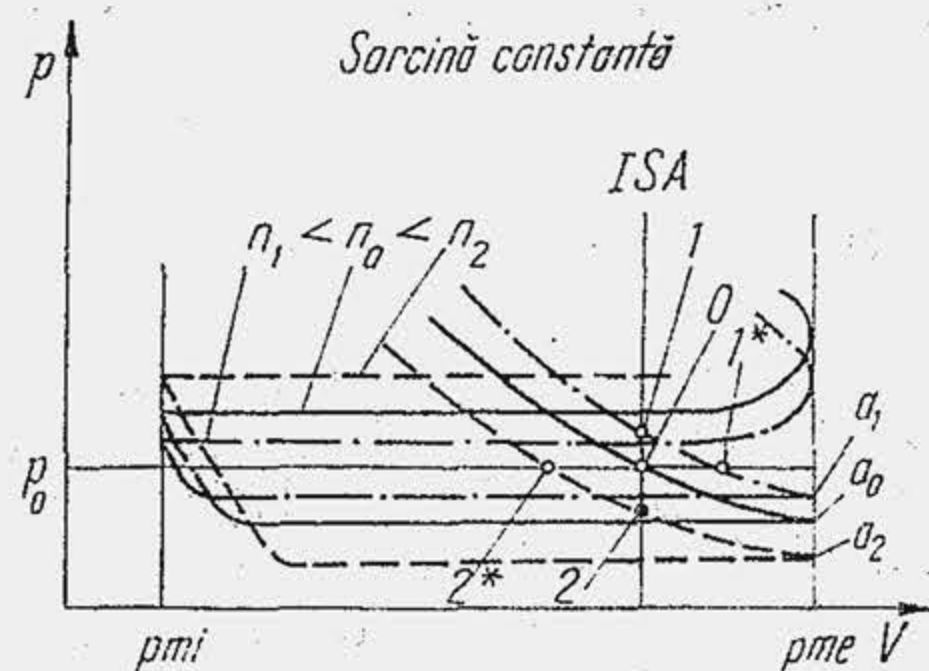


Fig. 2.33. Diagrama de pompaj la variația turației motorului.

Se observă însă că, dependența  $\eta_v(n)$  obținută pe cale experimentală este diferită, ceea ce arată că la turații mici, intervine un fenomen — fenomenul de curgere inversă a fluidului proaspăt din cilindru în conducta de admisiune — pe care relația (2.86) în ipoteza admisă nu-l surprinde. Curgerea inversă a fluidului proaspăt se explică pe baza diagramei de pompaj din figura 2.33. Se presupune pentru simplitate, că  $\beta_{iISA}$  s-a fixat astfel, încît la turația  $n = n_0$  presiunea în cilindru  $p$  este egală cu presiunea  $p_0$ , în momentul închiderii supapei de admisiune (ISA), punctul  $O$ . Se consideră că diagrama de pompaj corespunde în acest caz turației de putere maximă (fie  $n_0 = n_P = 5000$  rot/min, în figura 2.35, iar  $\varphi_{pu} = \varphi_{pu0}$ ). Când motorul trece la turația  $n_1 < n_0$  la finele cursei de admisiune este îndeplinită condiția  $p_{a1} > p_{a0}$  din care cauză, la începutul cursei de comprimare, presiunea din cilindru atinge repede valoarea  $p_0$  (punctul  $1^*$ ), după care crește prin efect de comprimare pînă la valoarea  $p_1 > p_0$  în momentul ISA. Pe evoluția  $1^* - 1$  fiind îndeplinită condiția  $p > p_0$ , curgerea se inversează, rezultă  $\varphi_{pu1} < \varphi_{pu0}$  și se ajunge chiar la valori negative ale lui  $\varphi_{pu}$ , care ilustrează scăparea fluidului proaspăt din cilindru în galeria de admisiune. Când motorul trece la turația  $n_2 > n_0$  rezultă  $p_{a2} < p_{a0}$  din care cauză presiunea în cilindru atinge mai târziu presiunea  $p_0$ , punctul  $2^*$ . În momentul ISA, punctul  $2$ , rezultă  $p_2 < p_0$  iar la începutul cursei de comprimare, evoluția  $a_2 - 2$ , presiunea în cilindru este  $p < p_0$  și se produce fenomenul de postumplere ( $\varphi_{pu} > 0$ ). Această realitate a fost confirmată experimental prin determinarea variației coeficientului  $\varphi_{pu}$  cu turația (fig. 2.35). Se constată că la turații reduse cilindrul scapă aproximativ 1/4 din cantitatea de fluid proaspăt aspirată pînă la finele cursei de admisiune. Așadar, la reducerea turației unui motor, începînd de la turația nominală sau turația de putere maximă ( $n_P$ ) se exercită două influențe contradictorii: 1) creșterea lui  $\eta_v$  prin mărirea timpului disponibil de umplere a cilindrului; 2) reducerea lui  $\eta_v$  prin eliminarea treptată a fenomenului de postumplere și prin intensificarea treptată a fenomenului de curgere inversă. Cele două influențe determină un maxim al funcției  $\eta_v(n)$ , care precizează la rîndul lui valoarea  $M_e = M_{e max}$

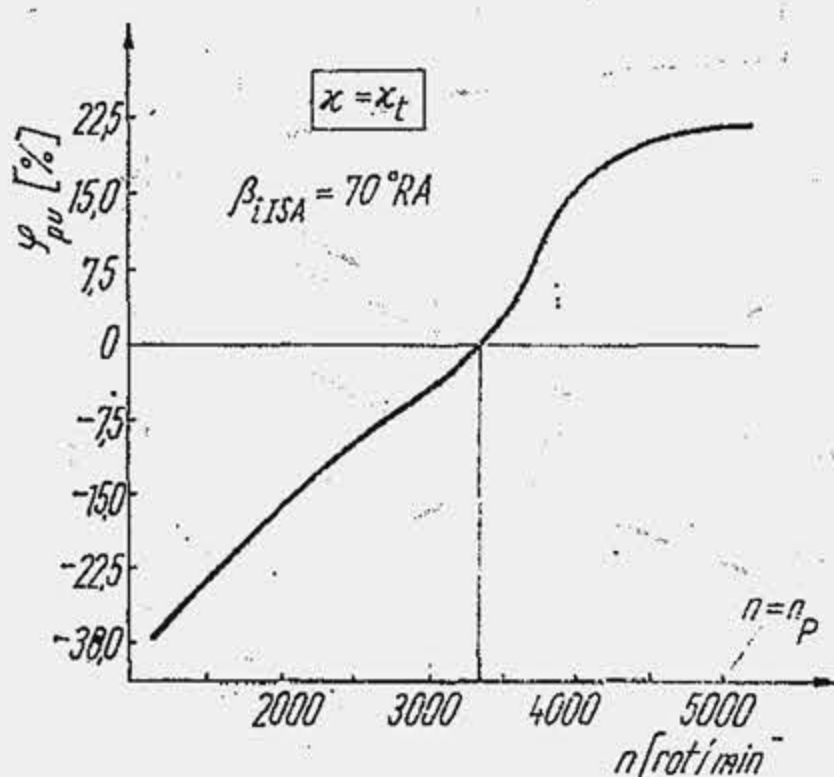


Fig. 2.35. Variația coeficientului de postumplere cu turația.

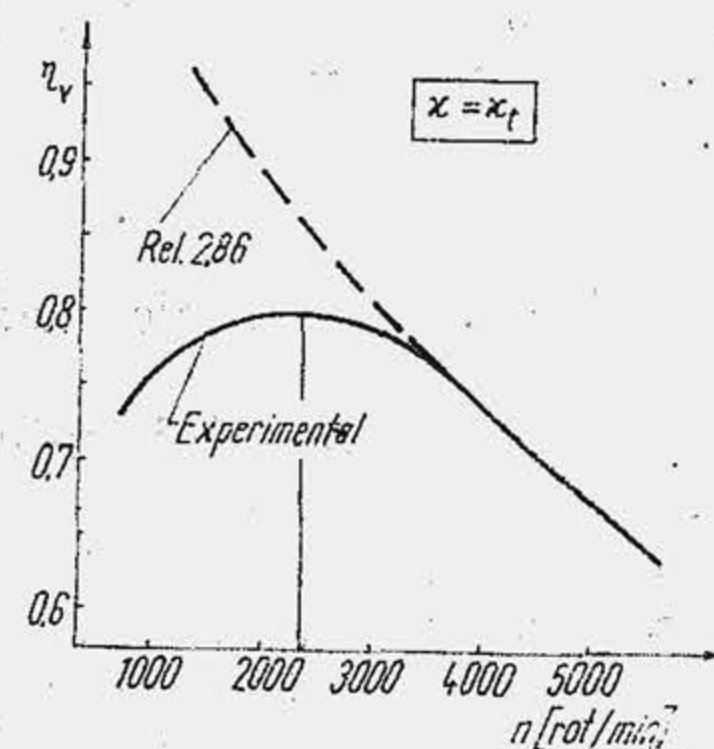


Fig. 2.34. Variația gradului de umplere cu turația.

și turația  $n = n_M$ . Influența factorului timp apare explicit în relația (2.54\*\*) întrucît durata procesului de admisiune este  $\tau_a = \Delta\alpha_a/6n$ .

Dacă turația scade,  $p_a$  crește, dar se micșorează totodată diferența  $p_0 - p_a$  și scade gradul de postumplere  $\varphi_{pu}$ . Relația 2.34 arată însă că există proporționalitatea  $\eta_v \sim (p_a/p_0)/(1 - \varphi_{pu})$  și prin urmare valoarea maximă a lui  $\eta_v$  este rezultatul a două influențe care se modifică în sens opus cînd se modifică turația. De aceea, cînd turația  $n$  scade de la  $n_P$  la  $n_M$ ,  $\eta_v$  crește; apoi, pentru  $n < n_M$ ,  $\eta_v$  scade. Pe lîngă influența factorului timp, celelalte influențe asupra schimbului de gaze (fenomenele de postumplere, de curgere inversă, de umplere dinamică — v. par. 2.1.6. — rezistențele gazodinamice) intervin cu o pondere relativ redusă chiar atunci cînd sînt bine controlate (de ex. la dublarea turației, adică la reducerea la jumătate a timpului de umplere,  $\varphi_{pu}$  crește numai cu 15...20%). Proiectantul poate compensa influența factorului timp, numai prin influența factorului secțiune, deoarece cele două mărimi variază în același raport. De aceea, se introduce factorul timp · secțiune, ca un factor principal de control al schimbului de gaze. În ecuația (2.86) nu apare coeficientul  $\varphi_{pu}$ . În paragraful 2.1.7 se arată că ecuația (2.54) trebuie rezolvată simultan cu ecuația (2.70). În acest caz se obține dependența corectă  $\eta_v(n)$ , ținînd seama de variația  $\varphi_{pu}(n)$  iar metoda de calcul elaborată capătă un grad de precizie ridicat.

Modificarea diagramei de pompaj cu turația și producerea fenomenelor de postumplere și de curgere inversă arată că condiția  $\beta_{iISA} = \text{const.}$  este obiecționabilă. Dacă la turația  $n_1 < n_0$ ,  $\beta_{iISA}$  s-ar micșora și supapa s-ar închide în punctul  $1^*$  (fig. 2.33) fenomenul de curgere inversă s-ar elimina; dacă la turația  $n_2 > n_0$ ,  $\beta_{iISA}$  ar crește și supapa s-ar închide în punctul  $2^*$  (fig. 2.33), pe intervalul  $2 - 2^*$  fiind îndeplinită condiția  $p < p_0$ , în cilindru ar mai pătrunde fluid proaspăt, coeficientul  $\varphi_{pu}$  ar crește. În figura 2.36, *a*, se arată dependența  $\eta_v(n)$  pentru trei valori ale lui  $\beta_{iISA}$ . Se observă că la creșterea lui  $\beta_{iISA}$ ,  $\eta_{v max}$  se deplasează spre domeniul turațiilor mari, prin intensificarea fenomenului de postumplere. La reducerea lui  $\beta_{iISA}$ ,  $\eta_{v max}$  se deplasează în domeniul turațiilor mici. Faptul că  $\eta_{va} > \eta_{vb}$  trebuie atribuit în esență timpului mai mare în care se produce umplerea cilindrului; în plus curgerea inversă se atenuează. Curba *c* reprezintă locul geometric al tuturor valorilor  $\eta_{v max}$ . Se observă că înfășurătoarea *c* corespunde momentelor optime de în-

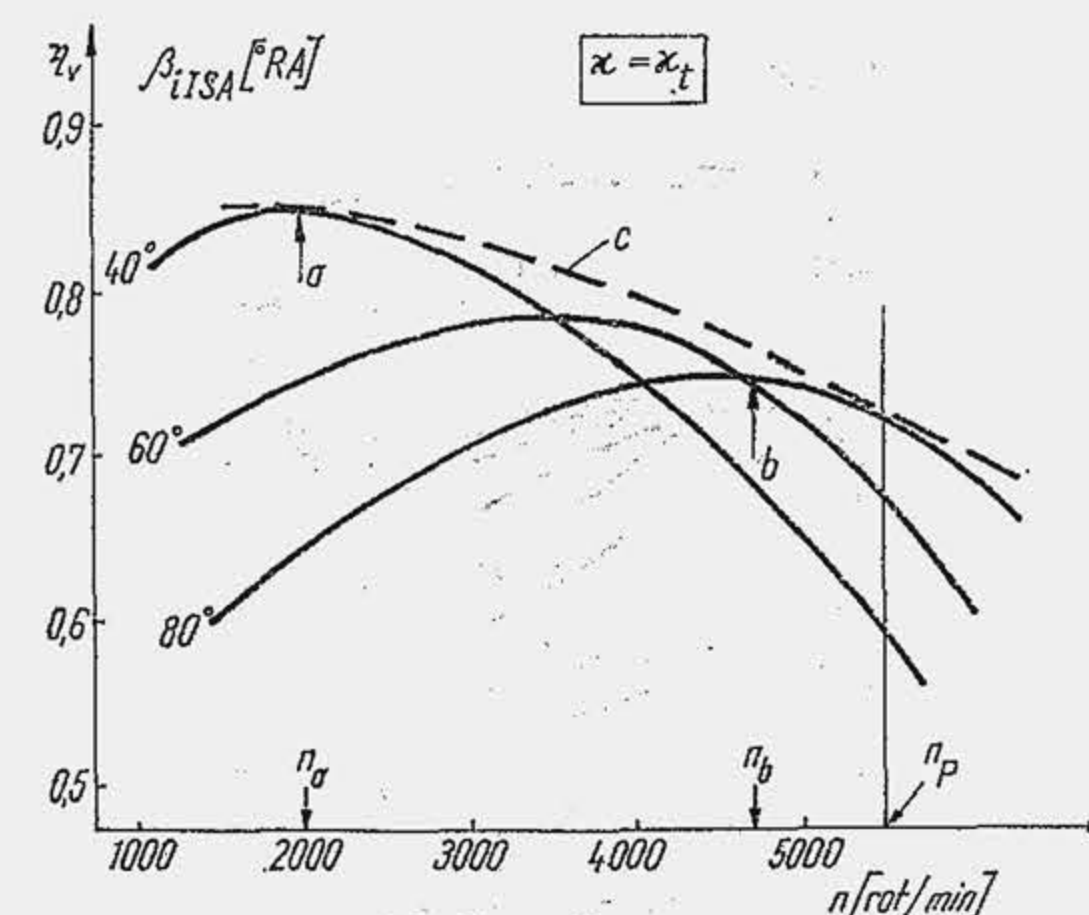


Fig. 2.36. Dependința gradului de umplere, puterii și momentului motor de turație, la MAS, la sarcină totală.



chidere a supapei de admisiune, iar  $(\beta_i)_{opt}$  trebuie să crească odată cu mărirea turației.

În mod analog se dezvoltă raționamentele și pentru celelalte momente de deschidere și închidere a supapelor. Se deduce astfel că motorul cu ardere internă pretinde ca fazele de distribuție să se modifice cu turația. Realizarea unui motor cu faze de distribuție variabile reprezintă o preocupare recentă a constructorilor (v. cap. 16), dar întâmpină încă mari dificultăți. Nici una din numeroasele propuneri brevetate în ultimii ani n-a găsit aplicație în producția de serie. În prezent, fazele optime de distribuție se determină pentru o singură turație. La motoarele de autovehicule turația variază în raportul 1: (4...8) și ca urmare nu este ușor să se aleagă turația reprezentativă pentru definirea fazelor optime. În diverse secțiuni ale cursului se discută alegerea fazelor optime în funcție de diferite deziderate (economia de combustibil, limitarea noxelor, mărirea puterii litrice, adaptabilitatea la tracțiune). Aici se atrage atenția asupra următorului aspect: la proiectarea unui motor de autoturism, la turația  $n_p = 5\,500$  rot/min, soluția (b)  $\beta_{ISA} = 80^\circ$  RA (fig. 2.36, a) produce un  $\eta_v$  de 1,24 ori mai mare decât soluția (a),  $\beta_{ISA} = 40^\circ$  RA. Întrucât  $M_e = ct \eta_v$  prima soluție conduce la  $M_e = M_{emax}$  la turația  $n_b = 4\,700$  rot/min, iar domeniul de funcționare a motorului ( $5\,500 - 4\,700 = 800$  rot/min) este foarte limitat și impune schimbarea frecvență a treptelor de viteză. Întrucât  $P_e = ct \eta_v \cdot n$ , soluția (a) conduce la o performanță de putere mai mică la turația  $n_p$  (fig. 2.36, b), în schimb, turația de moment maxim este la  $n_a = 2\,000$  rot/min, ceea ce mărește domeniul de funcționare a motorului ( $5\,500 - 2\,000 = 3\,500$  rot/min) și permite schimbarea mai puțin frecvență a treptelor de viteză. Realizarea motorului în cele două variante este discutată în capitolul 9.

Motoarele diesel au turații nominale mai mici și de aceea funcția  $\eta_v(n)$  are o variație redusă (fig. 2.37). În cazul unui motor de tractor (curba 1),  $\eta_v$  este practic independent de turație. Curbele 2 și 3 arată dependența  $\eta_v(n)$  la două motoare diesel pentru autovehicul, cu turații nominale relativ mai mari.

Pentru motoarele de autovehicule care funcționează în regimuri de turații și sarcină variabile, prezintă un interes, variația lui  $\eta_v$  simultan cu sarcina și turația (fig. 2.38). La MAS la sarcini reduse (măsurate prin pozițiile  $\varphi$  ale obturatorului) odată cu creșterea turației,  $\eta_v$  nu numai că scade, dar

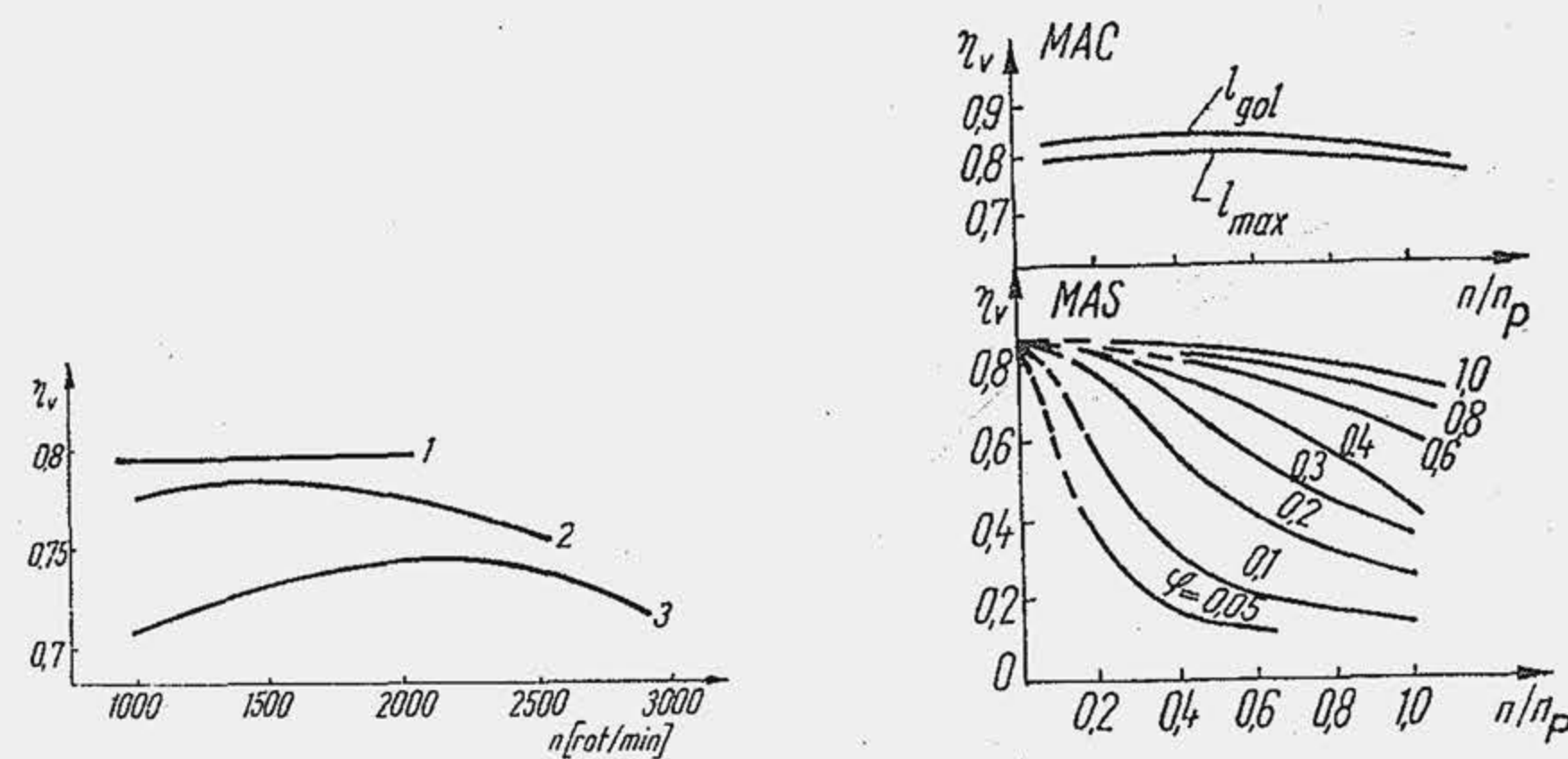


Fig. 2.37. Dependenta gradului de umplere de turație, la MAC, la sarcină totală.

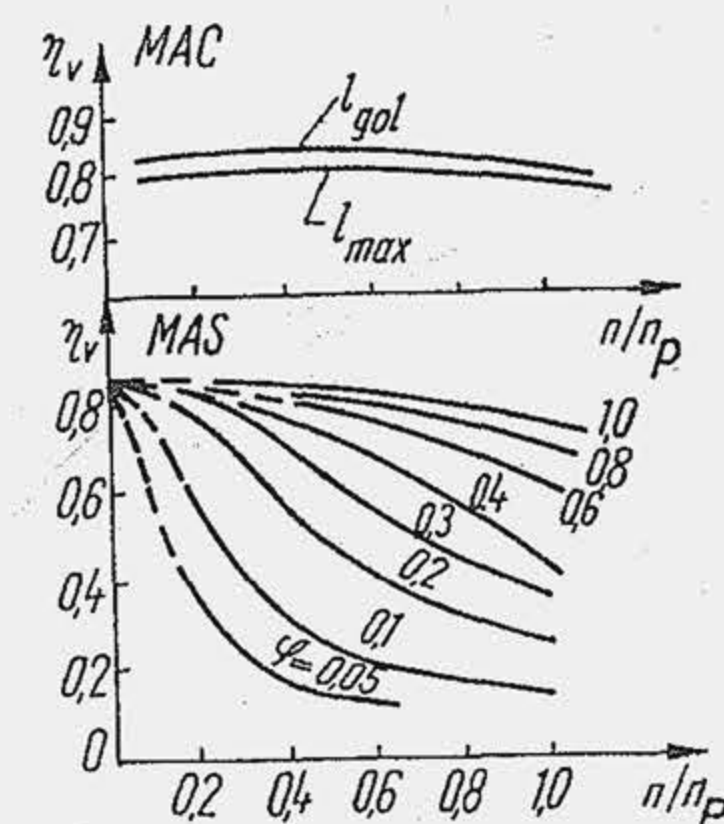


Fig. 2.38. Dependenta gradului de umplere de turație, la diferite sarcini.

schimbă și alura, astfel încât la o sarcină foarte mică ( $\varphi = 0,05$ ),  $\eta_v$  variază asimptotic. La MAC, curbele  $\eta_v(n)$  rămân paralele odată cu mărirea turației pentru diferite poziții  $l$  ale cremalierii.

**Regimul termic** al motorului influențează pe  $\eta_v$  prin gradul de încălzire a fluidului proaspăt. Astfel,  $\eta_v$  măsurat în condiții de funcționare a motorului, deci la „cald” este sensibil mai redus, cu aproximativ 10% decât în cazul în care același motor este antrenat, deci funcționează la „rece”. Valorile regimului termic sînt determinate de particularitățile constructive și funcționale ale motorului. De pildă, regimul termic al motoarelor răcite cu aer fiind în general mai ridicat decât cel al motoarelor răcite cu apă, la toate celelalte condiții identice, valoarea lui  $\eta_v$  va fi mai redusă în primul caz.

### 2.1.5.3. Influențele factorilor constructivi

**Secțiunea litrică a supapei** joacă un rol major în sporirea gradului de umplere. Relația (2.54\*\*) arată că se poate mări turația fără a compromite gradul de umplere numai dacă se amplifică în aceeași proporție secțiunea litrică a supapei. Pe baza diferitelor construcții de motoare s-a stabilit dependența  $SL_{sa}(n)$ , (fig. 2.39). Influența directă a secțiunii litrice asupra parametrilor  $\eta_v$ ,  $p_a$ ,  $W_{sa}$ ,  $p_{ga}$  se arată în figura 2.40. Se observă că  $\eta_v$  crește repede în domeniul 0,3...0,9  $m^2/m^3$ , apoi creșterea este asimptotică. Când turația nu-l obligă pe proiectant să aleagă valori ridicate ale secțiunii litrice, nu este rațional să se exagereze în acest sens deoarece mărirea lui  $SL_{sa}$  se face cu dificultate. Pornind de la relația (2.58) și ținînd seama de (2.59) se obțin factorii constructivi fundamentali

$$SL_{sa} \sim \frac{f_{pc} h_{max} d_{0a} \cos \gamma}{S \cdot D^2} \cdot \frac{d_{0a}}{d_{0a}} = f_{pc} \cos \gamma \left( \frac{d_{0a}}{D} \right)^2 \frac{h_{max}}{d_{0a}} \cdot \frac{1}{S}, \quad (2.87)$$

asupra cărora se acționează în proiectare pentru îmbunătățirea proceselor de schimbare a gazelor.

**Diametrul relativ al orificiului liber** ( $d_{0a}/D$ ) este parametrul constructiv de bază, care se modifică pentru a realiza secțiuni litrice superioare. Diametrul  $d_{0a}$  depinde de spațiul disponibil pentru amplasarea supapelor. În mod curent se evaluează raportul  $d_{sa}/D$  care variază în limitele 0,44...0,55. Când

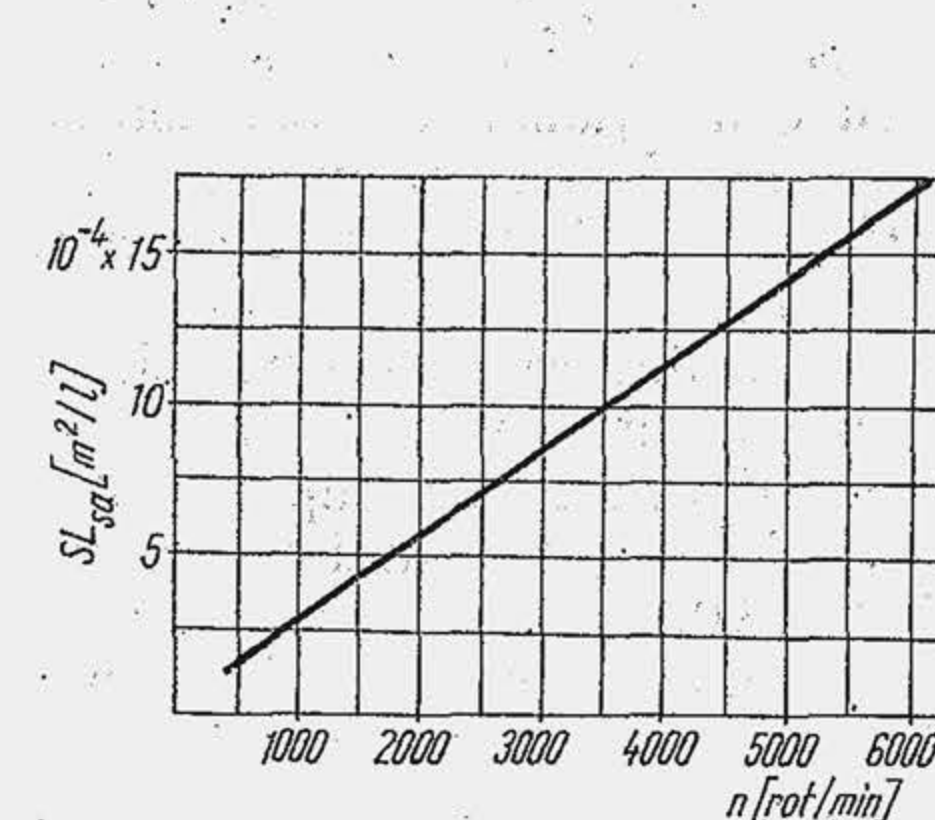


Fig. 2.39. Dependenta secțiunii litrice a supapei de admisiune de turație.

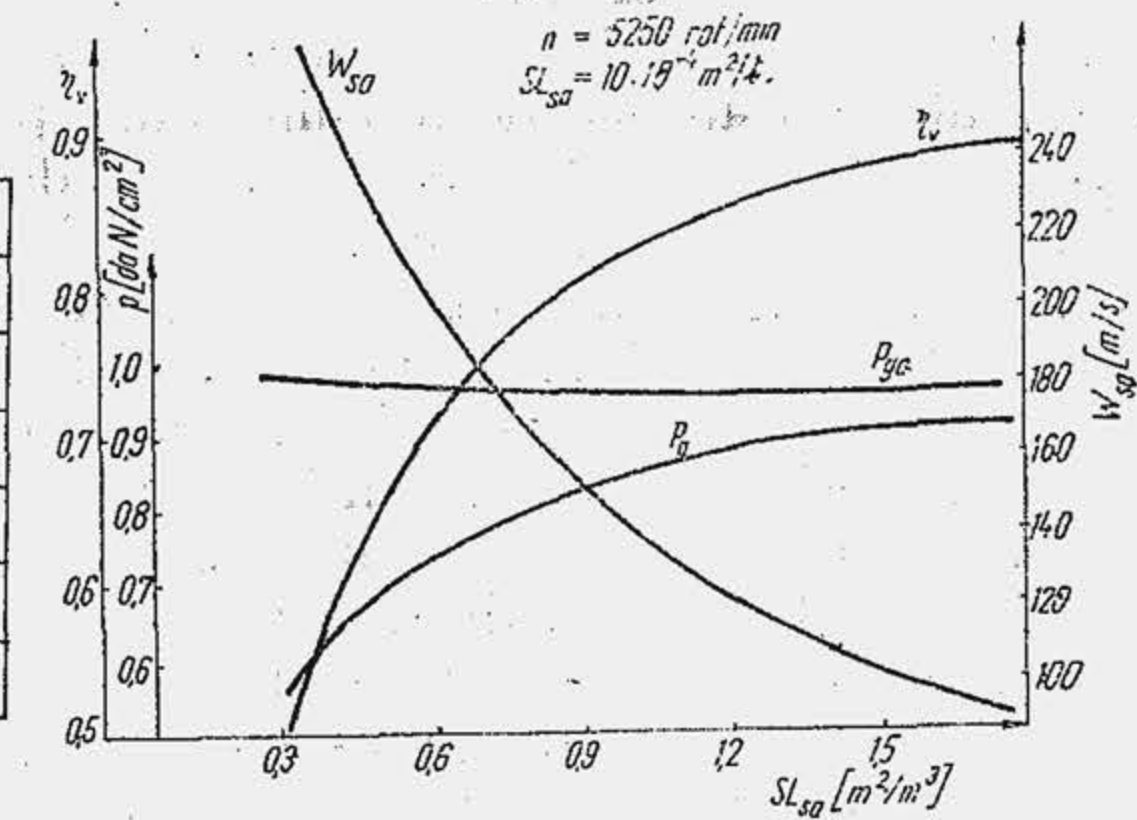


Fig. 2.40. Influența secțiunii litrice asupra unor parametri ai admisiunii.



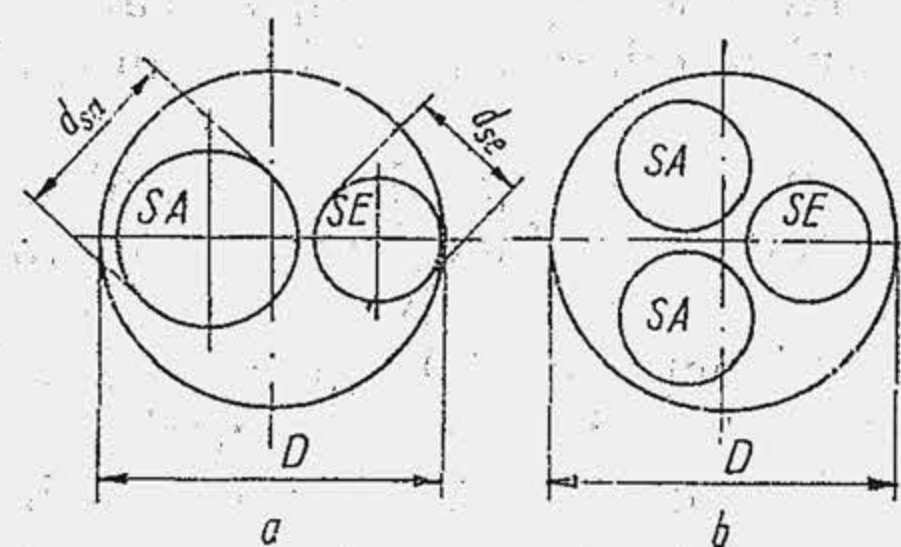


Fig. 2.41. Diametrul maxim al supapei în raport cu alezajul.

este obiectivă pentru că produce o creștere sensibilă a lucrului mecanic de pompare. Se amplifică sensibil secțiunea litrică, folosind două supape de admisiune (fig. 2.41, b). Soluția cu două supape de evacuare urmărește să ușureze evacuarea căldurii din supapă și nu are ca scop mărirea secțiunii litrice a supapei. Soluțiile cu trei și patru supape sînt costisitoare și se întîlnesc rar la motoarele de serie (se cunoaște motorul diesel de camion Hanomag cu două supape de admisiune și două de evacuare). Ele sînt caracteristice la motoarele pentru automobilele de curse.

**Arhitectura camerei de ardere** joacă un rol deosebit în determinarea dimensiunilor talerului de supapă. După așezarea supapelor, camerele de ardere se împart în camere de ardere cu supape laterale sau în L, camere de ardere cu supape în chiulasă sau în I, camere de ardere mixte. Camera de ardere în L (fig. 2.42, a) are un sistem simplu de comandă a supapei. Arborele de distribuție așezat lateral la partea inferioară a cilindrului, primește mișcarea printr-un pinion de la arborele cotit, iar cama acționează o tijă împingătoare de lungime redusă și masă mică. În plus, camera în L asigură o înălțime redusă motorului. La acest tip de cameră, spațiul disponibil pentru plasarea supapelor este redus,  $d_{sa}$  este mic. Cînd s-a trecut la MAS-uri cu turații ridicate s-a constatat că, pentru mărirea corespunzătoare a lui  $SL_{sa}$  camera în L nu oferă posibilități. De aceea, camerele în L au fost abandonate. Acesta este un exemplu de renunțare la o soluție constructivă simplă în schimbul unor soluții mai complicate care permit însă sporirea puterii pe cilindru, adică a puterii litrice. Camerele în I au astăzi cea mai mare răspîndire. La MAC, nici în trecut nu a fost posibilă o altă soluție, deoarece camera în L nu permite reducerea volumului  $V_c$  pentru a realiza un raport de comprimare ridicat ( $\epsilon = 16 \dots 23$ ). La camerele în I se urmărește folosirea la maxim a suprafeței transversale a cilindrului, pentru confecționarea supapelor cu talere cît mai mari. Camera în I este de două feluri: cu supape paralele (fig. 2.42, b) și cu supape înclinate sau în V (fig. 2.42, c). La camerele în I, la aceeași poziție a arborelui cu came ca la camera în L, este necesară o tijă împingătoare 1, mai lungă și o piesă suplimentară, culbutorul 2, pentru schimbarea sensului de mișcare. Masele mai mari în mișcare conduc la forțe de inerție superioare, care amplifică uzura camei. Camerele cu supape în V permit o sporire a diametrului  $d_{sa}$  cu 25% și a ariei  $A_t$  a talerului cu aproximativ 60%. Unghiul  $\varphi$  dintre supape avea inițial  $90 \dots 100^\circ$ , dar a fost micșorat treptat la  $50 \dots 80^\circ$ , cu scopul de a se reduce devierea curentului de fluid proaspăt prin galeria de admisiune (v. fig. 2.46). Camera mixtă (fig. 2.42, d) permite o sporire suplimentară a diametrului  $d_{sa}$  dar are un sistem complicat de comandă a supapelor. Este folosită totuși la un motor de serie, pentru un turism „tot teren”. Camera cu supapele în V atinge performanțe înalte de

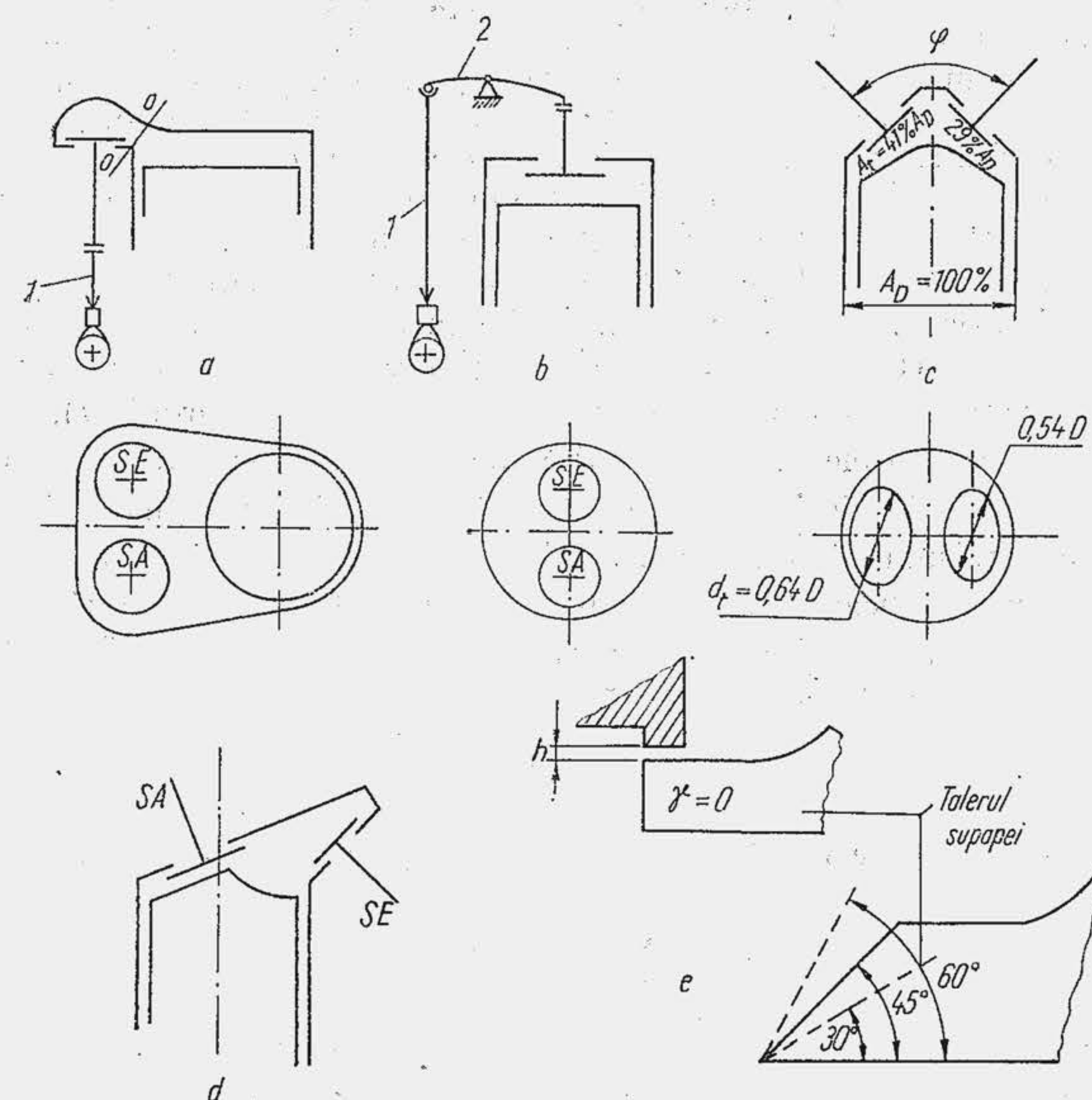


Fig. 2.42. Soluții constructive pentru mărirea secțiunii litrice a supapei.

secțiune litrică, permite creșterea turației peste 6 500 rot/min, dar reprezintă o soluție constructivă complicată, care se întîlnește rar la motorul de serie, fiind curentă la motoarele pentru mașinile de curse și adoptată uneori la motoarele pentru turismele sport.

**Înălțimea relativă maximă de ridicare a supapei** ( $h_{max}/d_{0a}$ ) deși influențează direct secțiunea litrică, variază în limitele restrînse ( $0,22 \dots 0,28$ ) pentru limita superioară existînd constrîngerii importante, mecanice și gazodinamice. Astfel,  $d_{0a}$  fiind limitat, mărirea înălțimii relative înseamnă sporirea lui  $h_{max}$  ceea ce conduce la creșterea proporțională a accelerației supapei, cu consecințe de uzură asupra camei. Pe de altă parte, se observă că debitul de aer crește asimptotic cu raportul  $h_{max}/d_{0a}$  (v. fig. 2.11, b), deoarece cifra de curgere a supapei  $(\mu\sigma)_{sa}$  crește, la rîndul ei, asimptotic. Pentru motivele arătate  $h_{max}$  se limitează aproximativ la  $1/4$  din  $d_{0a}$ . Cu această condiție  $h_{max}$  este de  $6 \dots 9$  mm la MAS (alezaje sub 100 mm) și  $10 \dots 14$  mm la MAC (alezaje peste 100 mm). La prima clasă de motoare, accelerațiile maxime ale supapei ajung la motoarele de serie, la  $3\,000 \dots 6\,000$  m/s<sup>2</sup>; la a doua clasă de motoare la  $1\,000 \dots 2\,000$  m/s<sup>2</sup>, deoarece accelerațiile sînt proporționale cu pătratul turației.

**Cursa pistonului (S)** este subordonată numai în parte cerințelor de secțiune litrică. Motoarele care au cursă scurtă au  $SL$  mai mare, ceea ce explică, parțial, tendința de a reduce cursa la motoarele cu turații foarte ridicate.



Unghiul de înclinare a talerului de supapă ( $\gamma$ ) amplifică secțiunea litrică pentru același  $h_{max}$ , când ia valori mici (fig. 2.42, e). Soluția optimă este  $\gamma = 0^\circ$ , dar elimină efectul de autocentrare pe care îl produce sediul înclinat. În prezent se utilizează trei soluții:  $\gamma = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ . Prima soluție produce secțiunea litrică cea mai mare; a treia soluție produce cel mai mic  $SL$  ( $\cos 60^\circ / \cos 30^\circ = 0,577$ ), dar asigură cel mai bun efect de autocentrare. Soluția  $\gamma = 45^\circ$  reprezintă un compromis și este cea mai răspândită.

Factorul de profil al camei ( $f_{pc}$ ) se modifică prudent deoarece influențează accelerația maximă a supapei. În figura (2.43, a) sînt arătate trei profile distincte de came pentru a varia secțiunea relativă a orificiului oferit  $\tilde{A}_{sa}$ , care grupează aproximativ soluțiile actuale. Primul profil (1), caracteristic pentru motoarele de turatie mică, indică o creștere rapidă a lui  $\tilde{A}_{sa}$  și menținerea unei valori ridicate ( $\tilde{A}_{sa} \geq 0,9$ ) pe un interval mare din durata relativă a admisiunii ( $\tilde{\Delta\alpha}_{0,9} = 0,2 \dots 0,8$ ). Al treilea profil conduce la accelerații mai mici (ridicare lentă pe camă), dar  $\tilde{A}_{sa} \geq 0,9$  se realizează numai pe 20% din durata admisiiei ( $\tilde{\Delta\alpha}_{0,9} = 0,4 \dots 0,6$ ). Factorul de profil al camei, prin definiție, arată în ce raport stă aria medie  $\tilde{A}_{sa}$  față de  $1/2$  din  $A_{sa max}$

$$f_{pc} = \tilde{A}_{sa} / (A_{sa max} / 2). \quad (2.88)$$

Pe de altă parte, aria relativă medie  $\tilde{A}$  se obține prin definiție din expresia

$$(1/\tilde{\Delta\alpha}_a) \int_0^1 \tilde{A}_{sa} d(\tilde{\Delta\alpha}) = \tilde{A}_{sa},$$

unde  $\tilde{\Delta\alpha}_a = 1$ . Se observă că  $\tilde{A}_{sa} = \bar{A}_{sa} / A_{sa max}$  de unde rezultă  $f_{pc} = 2 \tilde{A}_{sa}$ . Pentru cele trei profile  $\tilde{A}_{sa} = 0,772; 0,651, 0,457$ . Rezultă că  $f_{pc}$  variază în limitele  $0,914 \dots 1,544$ , ceea ce arată că pe această cale se poate amplifica secțiunea litrică în raportul  $1:1,7$ . În realitate, curba 1 nefiind accesibilă motoarelor foarte rapide, mărirea lui  $SL_{sa}$  este posibilă numai în raportul  $0,65:0,457 = 1,42$ . Variația secțiunii relative  $\tilde{A}_{sa}$  pentru cîteva motoare de fabricație românească se arată în figura 2.43, b.

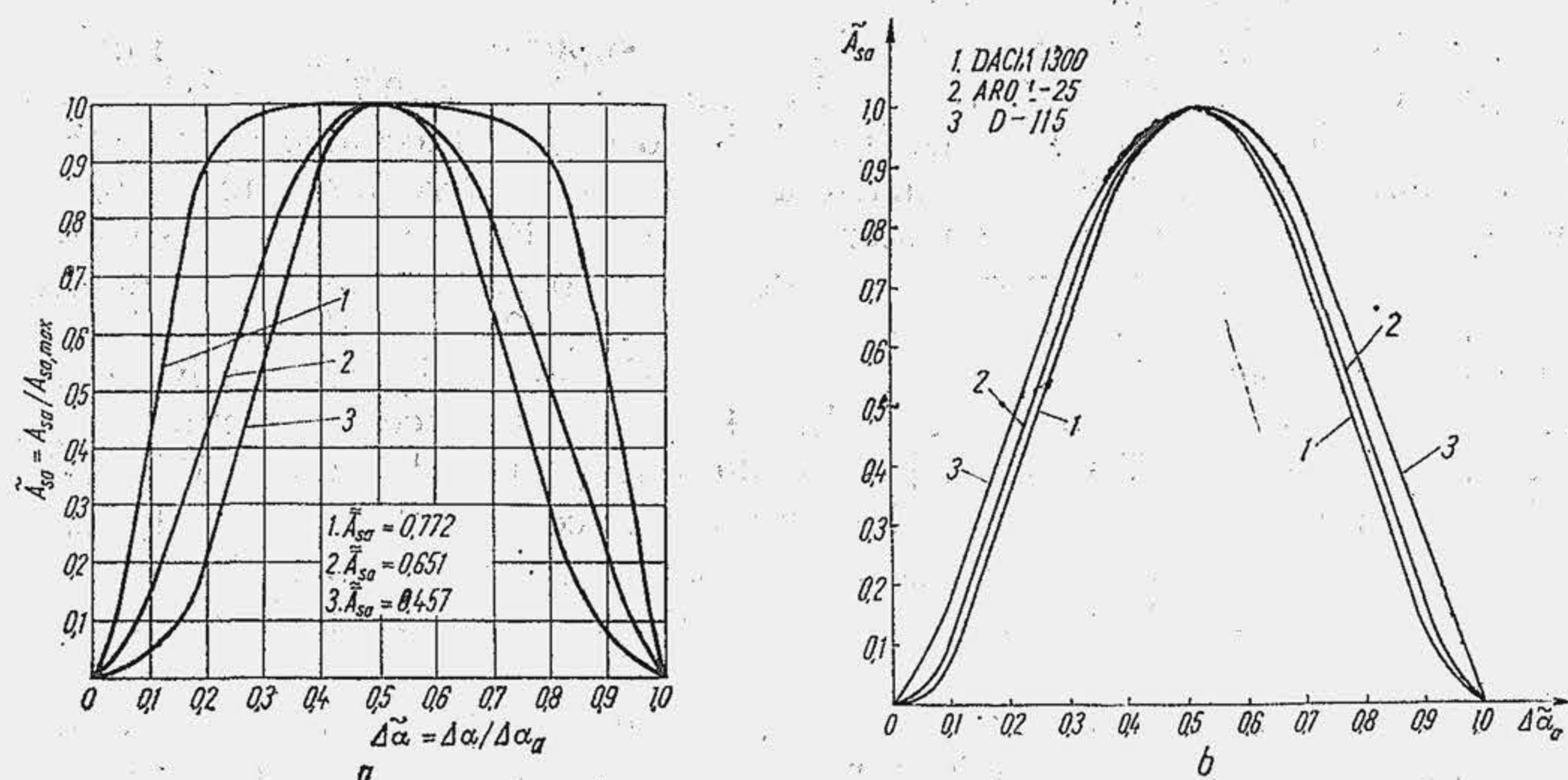


Fig. 2.43. Aria relativă momentană a orificiului oferit de supapa SA.

Durata deschiderii supapei de admisiune ( $\Delta\alpha_a$ ) apare în relațiile (2.54\*\*) și (2.86) ca un factor independent. Mărirea lui  $\Delta\alpha_a$  de la  $220$  la  $300^\circ RA$  (cu  $36\%$ ) permite o sporire a lui  $\eta_v$  cu  $10\%$  (fig. 2.44).

Uesul supapei de admisiune. Discuția anterioară a urmărit să disocieze influența celor doi factori  $\Delta\alpha_a$  și  $SL_{sa}$ . Se înțelege că, dacă ea s-ar fi referit la relația (2.54) sau (2.54\*) ar fi avut în vedere influența globală a US-ului sau USL-ului. Influența unor factori constructivi asupra celor doi parametri ai supapei de admisiune de la motorul turismului Dacia 1300 se arată în tabela 2.3. Sporirea celor doi parametri cu  $50 \dots 60\%$  produce în toate cazurile o creștere a accelerației maxime, varianta a 8-a fiind cea mai acceptabilă.

Traseul de admisiune influențează gradul de umplere prin presiunea  $p_{ga}$  (rel. 2.45). Se ia în considerare lungimea, secțiunea transversală, forma, calitatea suprafețelor interioare ale traseului, precum și organele dispuse pe acest traseu. Filtrul de aer constituie o sursă importantă de pierderi gazodinamice, rezistențele produse de el fiind cu atât mai mari cu cât capacitatea de filtrare este mai ridicată și cu cât crește în exploatare gradul de îmbîcsire cu impurități reținute din aerul atmosferic. Un filtru normal micșorează pe  $\eta_v$  cu  $2 \dots 4\%$ . Întrucît micșorează puterea, uneori, la încercarea motoarelor se impune să se indice puterea măsurată fără filtru sau în ambele situații, cu și fără filtru. Difuzorul și obturatorul produc variații importante de secțiune, la MAS. La încercările efectuate cu un motor derivat din motorul turismului Dacia 1300 s-a obținut o micșorare a lui  $\eta_v$  cu  $3\%$ , prin reducerea diametrului minim al difuzorului de la  $23$  mm la  $21$  mm. Rezistențele introduse de difuzor și obturator se reduc sensibil prin utilizarea mai multor carburatoare sau a carburatoarelor multiple. Conducta și galeria de admisiune cuprind inevitabil coturi care deviază curentul de aer și sporesc coeficientul de pierderi  $\zeta_a$ . În figura 2.45 se arată influența formei cotului și a poziției lui în lungul conductei de admisiune asupra lui  $\eta_v$ . Când cotul este amplasat la  $1/2$  din lungimea  $L_{ca}$  a conductei,  $\zeta_a$  crește de la  $5$  la  $7$  dacă se trece de la conducta dreaptă la conducta cu cotul la  $135^\circ$ ;  $\zeta_a$  ajunge la  $8,5$  pentru cotul la  $90^\circ$ . Devieri importante ale curentului produce arhitectura camerei de ardere. La camera în L se produc două devieri, în plus, secțiunea 0—0 strîngează curentul (fig. 2.42). Eliminarea cotului din galeria de

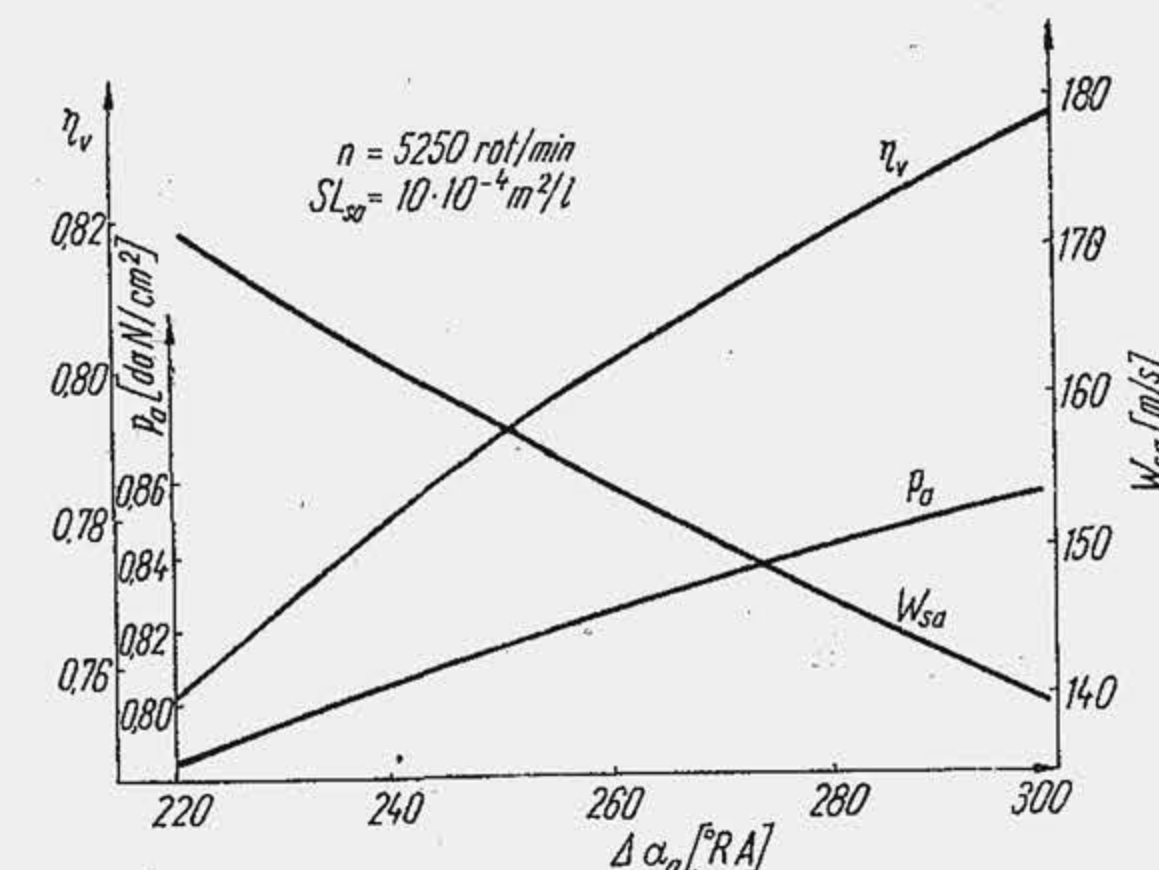


Fig. 2.44 Influența duratei procesului de admisiune asupra unor indici caracteristici.

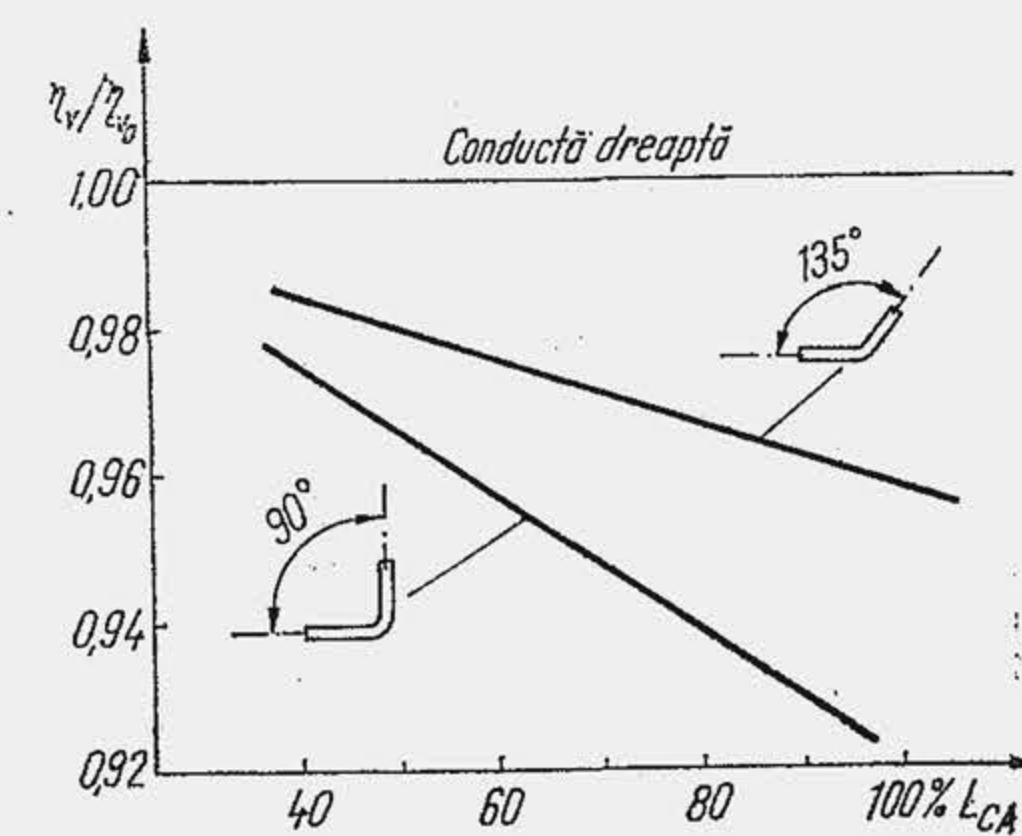


Fig. 2.45 Influența lungimii și formei conductei de admisiune asupra gradului de umplere.



Influența unor factori constructivi asupra uesului motorului de turism Dacia 1300 [8]

Varianta	Tipul camiei*)	Razele arcelor de cerc***		Raza cercului de bază [mm]	$h_{sa\ max}$ [mm]	$d_{sa}$ [mm]	Numărul de supape	Forma camerei de ardere**)	Durata deschiderii supapelor	$U_{sa}$ [m <sup>2</sup> /RA]	$USL_{sa}$ [m <sup>20</sup> RA/m <sup>3</sup> ]	Accelerația maximă [m/s <sup>2</sup> ]	$\frac{h_{sa\ max}}{d_{sa}}$
		$r_1$	$r_2$										
1	A	65,00	1,83	11,8	7,43	33,5	1	I	260	0,082	252	4000	0,222
2	S	41,10	5,00	11,8	7,43	33,5	1	I	260	0,074	228	4500	0,222
3	A	78,80	2,00	16,0	10,00	33,5	1	I	260	0,094	289	10700	0,298
4	S	87,80	9,00	15,9	10,00	36,0	1	I	260	0,122	375	12250	0,277
5	S	69,40	7,00	15,3	7,43	28,0	2	I	260	0,138	424	9000	0,265
6	A	78,80	2,00	16,0	10,00	42,0	1	A <sub>c</sub>	260	0,130	400	10800	0,238
7	A	40,50	3,00	12,0	7,43	33,5	1	I	300	0,092	283	4800	0,222
8	S	49,50	8,00	12,0	9,30	33,5	1	I	300	0,128	394	6300	0,277

\*) A — camă asimetrică; S — camă simetrică; \*\*\*) I — cameră cu supape paralele; A<sub>c</sub> — cameră acoperiș; \*\*\* v. fig. 16.18.

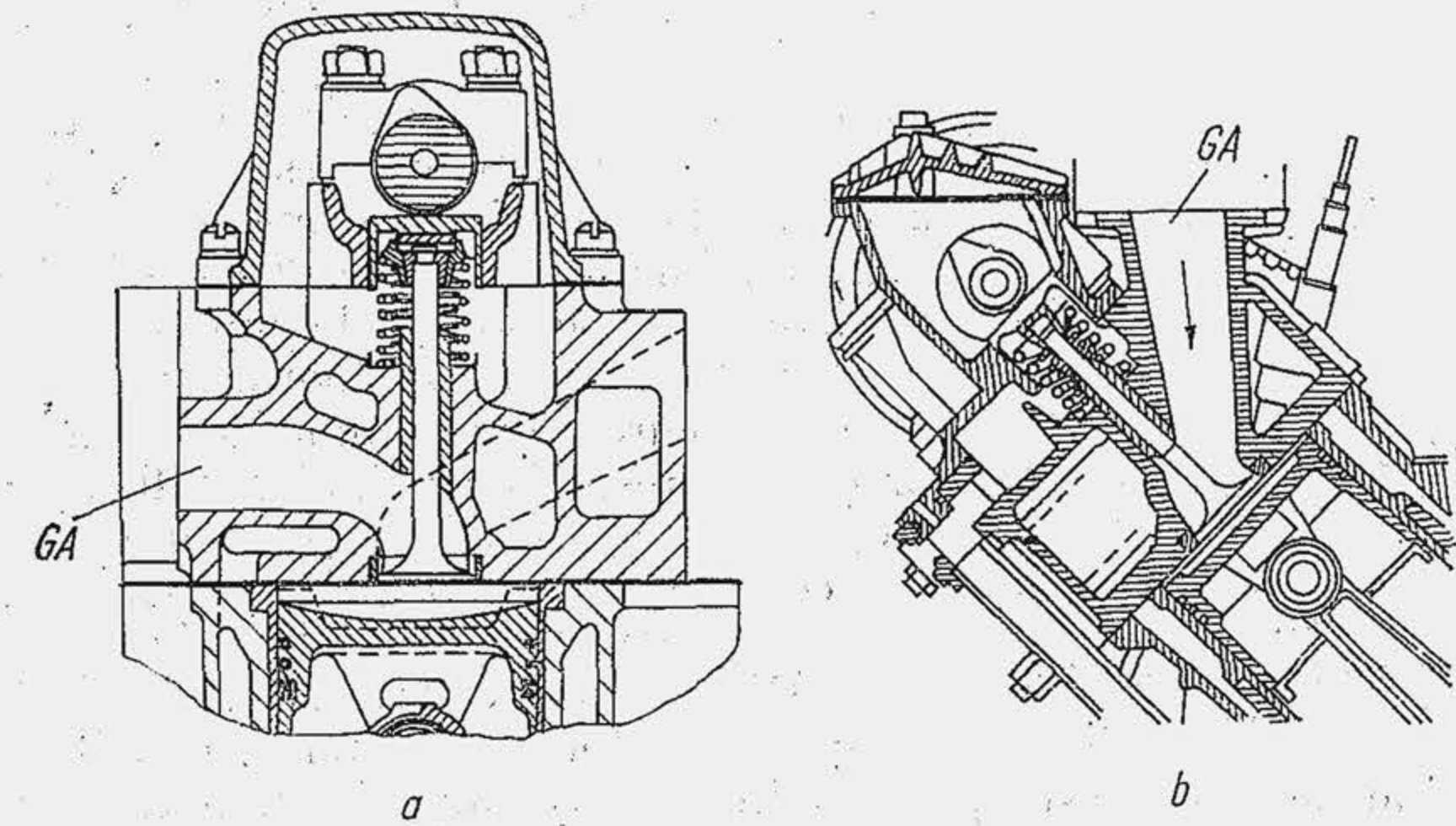


Fig. 2.46 Forme ale galeriei de admisiune.

admisiune (fig. 2.46), când se trece de la soluția *a* la soluția *b*, elimină devierea curentului în galerie și permite sporirea turăției. Lustruirea interioară a conductei reduce coeficientul  $\zeta_a$  și mărește pe  $\eta_v$  cu 2...3%. Soluția e aplicabilă pe motoare speciale.

Lungimea conductei de admisiune are influențe distincte asupra umplerii. O lungime mare amplifică pierderile prin frecare,  $\zeta_a$  crește,  $\eta_v$  scade. Pe de altă parte, o conductă mai lungă are o masă de fluid proaspăt mai mare. Influența inerției coloanei de gaz se cercetează separat (v. par. 2.1.6).

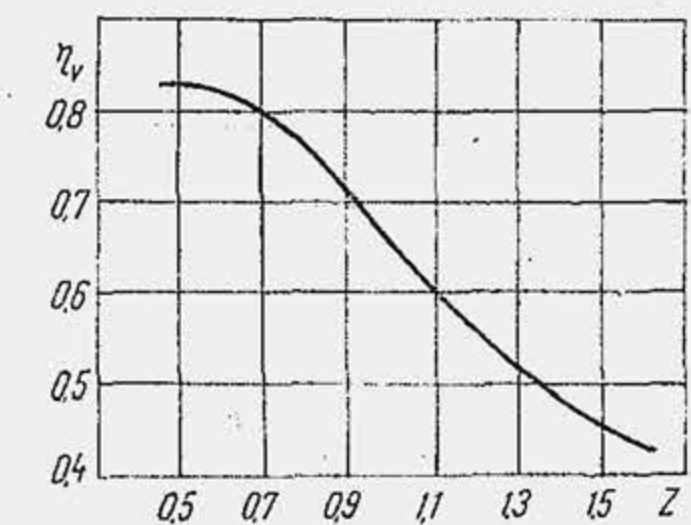
**Criteriul adimensional  $Z$ .** Se reține din relația (2.86) grupul de termeni  $\bar{\mu}_{sa}$ ,  $a_{fp}$ ,  $SL_{sa}$  și  $n$  care se prelucerează ținând seama de relațiile (1.1), (1.6), (2.58) și (2.67\*):

$$\eta_v \sim \frac{\bar{\mu}_{sa} a_{fp} SL_{sa}}{n} = (\bar{\mu}\sigma)_{sa} \cdot \frac{\pi d_{0a}^2/4}{\bar{A}_{sa}} \cdot \frac{a_{fp}}{n} \cdot \frac{4 \bar{A}_{sa}}{\pi D^2 S},$$

$$\eta_v \sim (\bar{\mu}\sigma)_{sa} \left( \frac{d_{0a}}{D} \right)^2 \cdot \frac{a_{fp}}{\bar{W}_p} = \frac{1}{Z}. \quad (2.89)$$

Se observă că  $Z$  este o mărime adimensională care grupează mai mulți parametri de bază. Dependența  $\eta_v \sim 1/Z$  propusă în [21] a fost cercetată pe un motor monocilindric. Considerat drept un criteriu de similitudine poate fi folosit de proiectant (fig. 2.47), dar trebuie avut în vedere că el nu ilustrează un număr de fenomene (postumplerea, curgerea inversă, rezistențele conductelor etc.). De aceea, pentru a fi aplicabil a fost prezentat împreună cu rezultatele obținute în condiții variate de încercare ( $L_{CA}$  și faze distincte). Din [21] rezultă că  $(\bar{\mu}\sigma)_{sa}$ , redus la diametrul mare al telerului ( $d_{sa}$ ) ia frecvent valori cuprinse între 0,28...0,34.

Traseul de evacuare are conducte mai lungi care produc rezistențe gazodinamice relativ mari. La MAC se plasează uneori în conducta de evacuare o clapetă care creează o contrapresiune în

Fig. 2.47 Variația gradului de umplere cu criteriul adimensional  $Z$ .



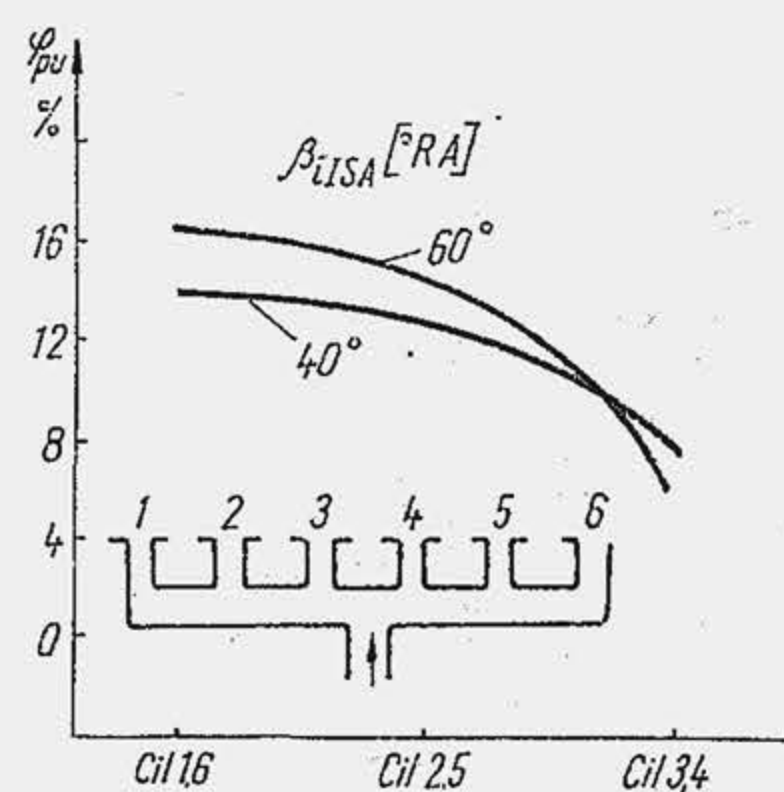


Fig. 2.48 Influența conductei de admisiune asupra lui  $\varphi_{pu}$ .

galeria de evacuare (2,5...3,0 daN/cm<sup>2</sup>), pentru a spori lucrul mecanic de pompaj. Dacă motorul este antrenat de vehicul el contribuie la frînarea acestuia. Soluția este folosită pentru autobuze urbane și autocamioane cu frecvență mare de frînare (500...1000 frînări /100 km, la deplasare, pe șosele de munte).

Amortizoarele de zgomot creează rezistențe în calea curenților. Amortizorul de zgomot produce o creștere a presiunii  $p_{ge}$ , din care cauză crește  $L_p$  și  $\gamma_r$ , scade  $\eta_v$  și se înregistrează o reducere de putere  $\Delta P_e$ , de aproximativ 1...3% pentru fiecare zecime de daN/cm<sup>2</sup> în plus. Din această cauză este recomandabil să se încerce motorul cu și fără amortizor, iar la competițiile de viteză este permisă înlăturarea amortizorului de zgomot.

**Numărul de cilindri ai motorului.** La motoarele policilindrice, conductele de admisiune și evacuare au inevitabil coturi și lungimi diferite. Încercări experimentale cu un motor cu șase cilindri au arătat (fig. 2.48) o creștere a coeficientului  $\varphi_{pu}$  la cilindrii extremi cu conductă mai lungă.

Încercările cu chiulasa motorului turismului Dacia 1300 au arătat că cifrele de curgere nu sînt reproductibile de la cilindru la cilindru, gradul de dispersie fiind de 20%. Rezultă astfel o umplere neuniformă a cilindrilor.

La motoarele policilindrice apare un fenomen specific: interferența schimbului de gaze între cilindri. În figura 2.49 se arată poziționarea pe ciclu a admisiunii pentru un motor cu patru cilindri, în concordanță cu ordinea de aprindere. (v. par. 10.8). Pentru fiecare grup de doi cilindri care realizează admisiunea succesiv, pe un interval  $\Delta\alpha_i$ , depinzînd de fazele de distribuție, ( $\Delta\alpha_i = 80^\circ$  RA, pe figură), are loc o interferență a proceselor, care, în funcție

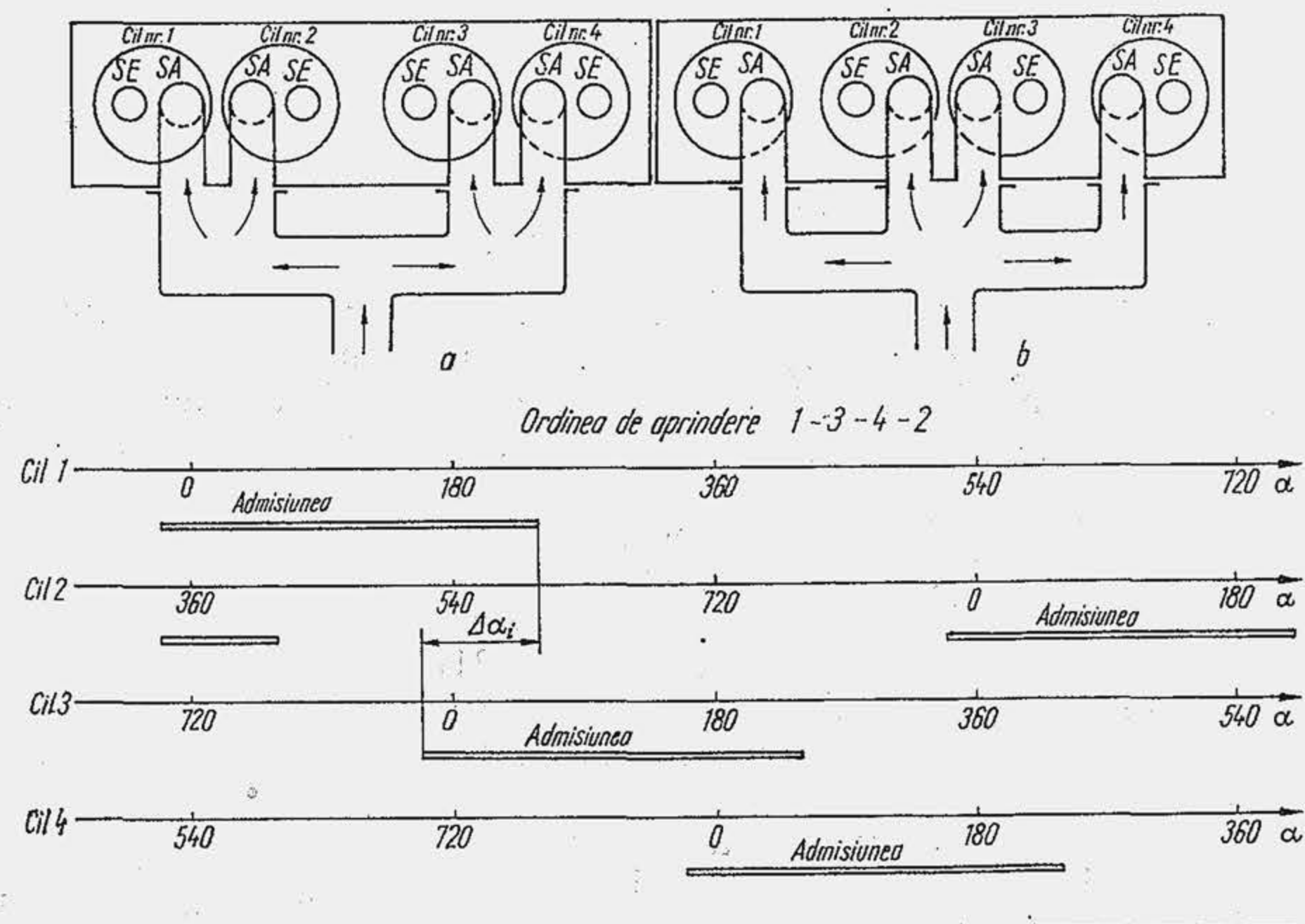


Fig. 2.49 Interferența admisiunii la motoarele policilindrice.

de tipul colectorului este sau nu dăunătoare umplerii. La schema a, conducta de admisiune este comună („poartă siameză”) pentru fiecare grup de doi cilindri cu supapele învecinate. Cînd admisiunea la cilindrul 3 se află spre sfîrșit este necesar aer suplimentar pentru post-umplere. În cilindrul 4 admisiunea este la început astfel că  $p \ll p_0$ . De pildă, din figura 2.6 se observă că la  $50^\circ$  RA după  $p_{mi}$ , presiunea în cilindru este  $p = 0,6$  daN/cm<sup>2</sup> (cazul cilindrilor 4 în care începe admisiunea); la  $50^\circ$  RA după  $p_{me}$ ,  $p = 0,83$  daN/cm<sup>2</sup> (cazul cilindrilor 3 în care se sfîrșește admisiunea). Ca urmare, se creează o diferență de presiune ( $p_{ga} - p$ ) favorabilă cilindrilor 4, care dirijează curentul spre acesta. Întrucît admisiunea la cilindri 3 și 4 se face prin „poarta siameză”, cilindrul 4 preia fluidul proaspăt din colector în dauna cilindrilor 3. Interferența admisiunii la cilindrii 3 și 4 determină un  $\eta_v$  mai mic pentru cilindrul 3, o reducere a puterii efective globale, o funcționare neuniformă a cilindrilor. În mod analog, cilindrul 1 reduce efectul de postumplere pentru cilindrul 2. Schema b a conductei de admisiune apare ca o soluție îmbunătățită pentru eliminarea fenomenului de interferență. Conducta are o singură „poartă siameză” pentru cilindrii 2 și 3, la care însă admisiunea nu interferează, fiind decalată cu intervalul dintre două aprinderi. Schema b aplicată la MAS mărește însă gradul de distribuție neuniformă a combustibilului între cilindrii (v. par. 5.5.3).

La evacuarea gazelor, căderile de presiune se inversează ( $p \gg p_{ge}$ ). Presiunea în galeria de evacuare crește la început repede datorită evacuării libere (fig. 2.50, a și 2.14). Golirea cilindrilor este eficientă dacă spre finele evacuării, presiunea în galerie este  $p_{ge} < p_0$ , astfel că, diferența  $p - p_{ge} \gg 0$  ar permite reducerea cantității de gaze reziduale. Interferența evacuării la cilindri alăturați, inversează condiția arătată. De pildă, cilindrii învecinați 3 și 4 realizează succesiv evacuarea. La  $p_{me}$  evacuarea liberă din cilindrul 4 mărește presiunea  $p_{ge}$  care se transmite prin conductă pînă în poarta supapei cilindrilor 3 și împiedică evacuarea gazelor de ardere din acesta. În mod analog, cilindrul 2, la începutul evacuării, împiedică refularea gazelor de ardere din cilindrul 3 spre finele evacuării. Această reprezentare a fenomenului

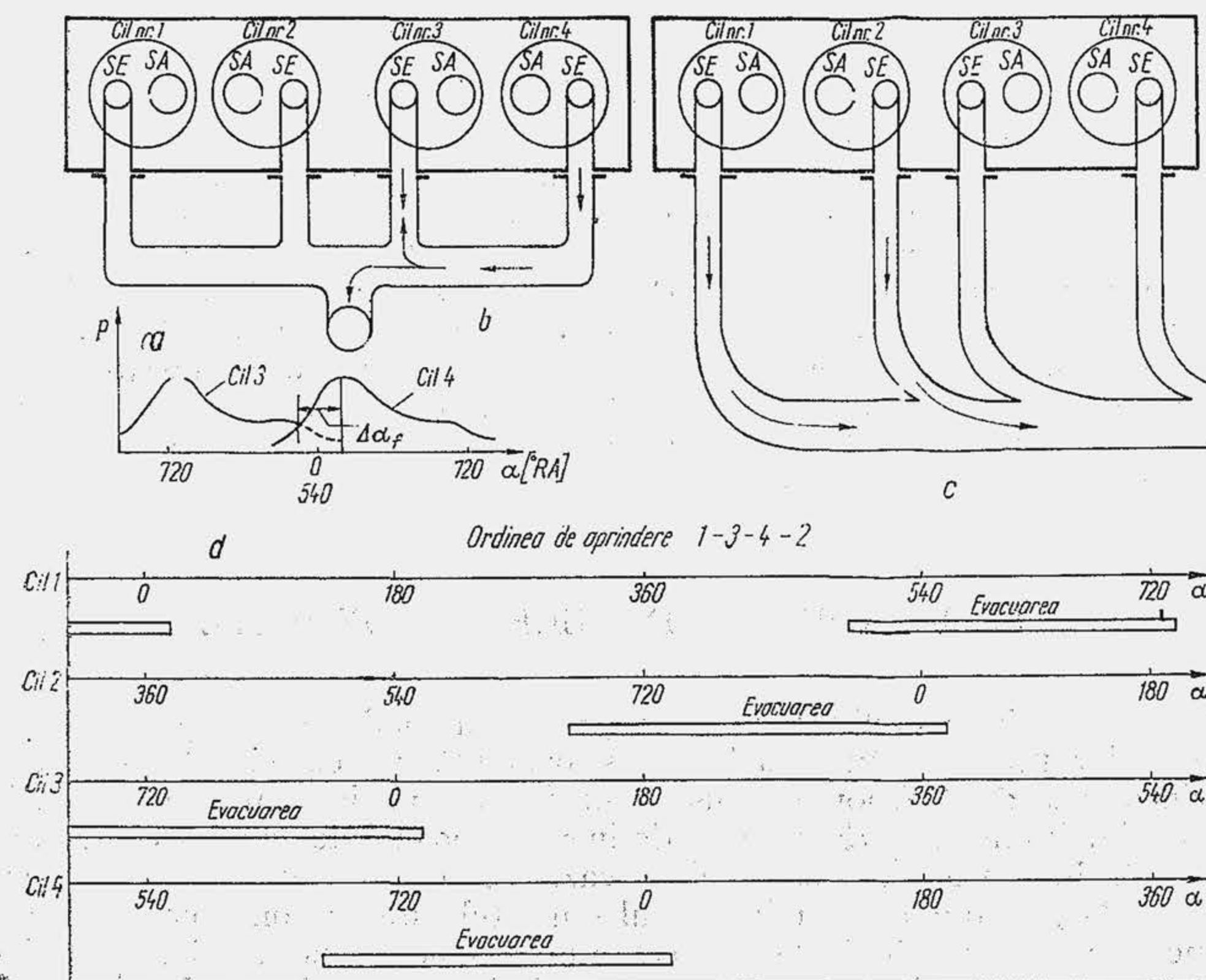


Fig. 2.50 Interferența evacuării la motoarele policilindrice.



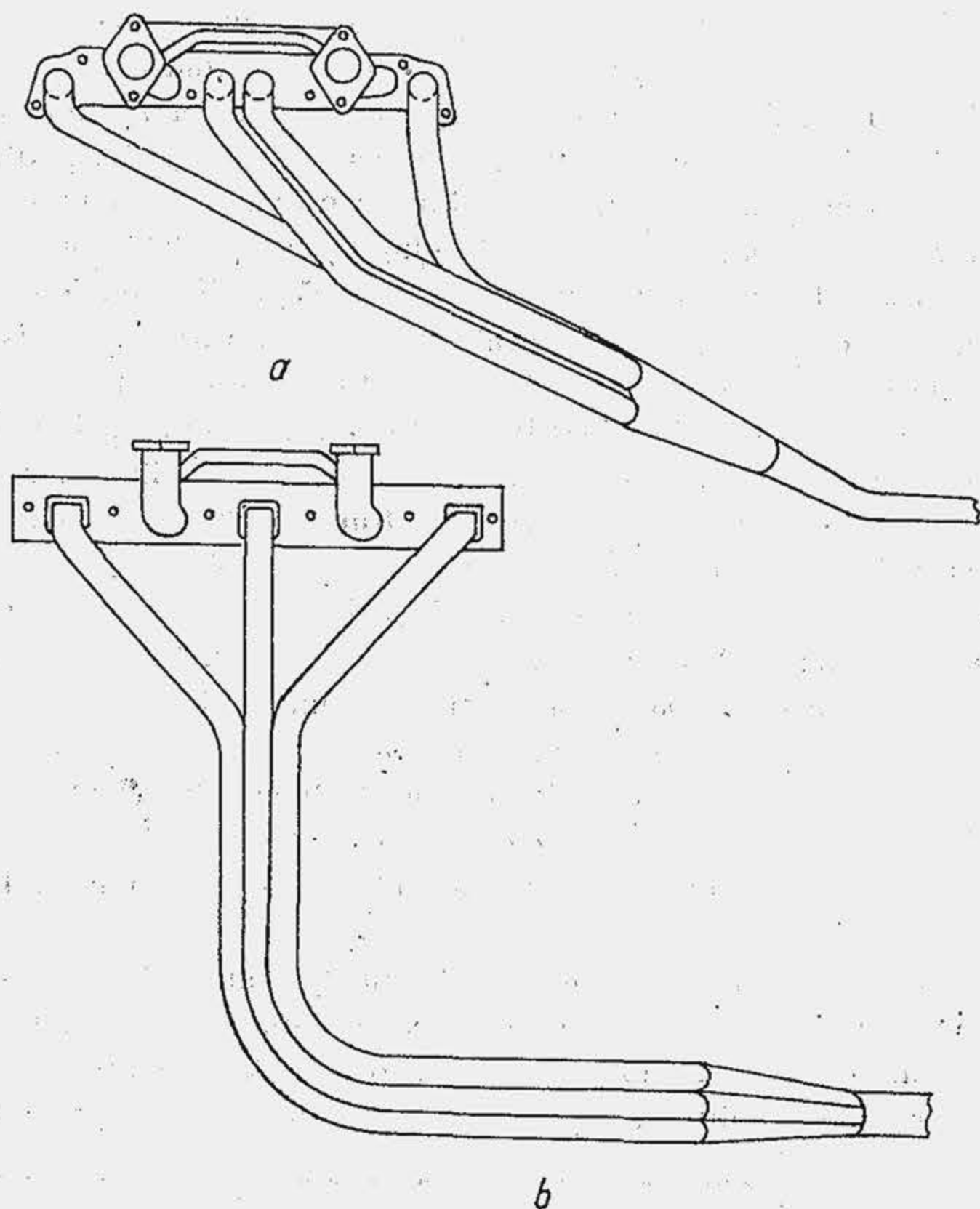


Fig. 2.51 Scheme ale conductelor de evacuare.

lui de interferență a evacuării este în opoziție cu altă reprezentare care susține că gazele care trec din cilindru 4 prin conducta de evacuare, produc un efect de ejecție datorită vitezelor mari de curgere, ușurând evacuarea din cilindru 3. Soluțiile recente de conducte de evacuare infirmă ultima reprezentare. Astfel, se caută să se atenueze efectul interferenței evacuării. În acest scop, schema *b* este înlocuită de schema *a*, la care conductele lungi împiedică propagarea vârfului de presiune de la un cilindru la altul, în perioada interferenței evacuării. Soluțiile din figura 2.51 elimină consecințele fenomenului de interferență; în cazul *a* toate conductele fiind independente, iar în cazul *b* cilindrii 2 și 3 cu poartă „siameză” au o conductă comună, dar evacuarea este decalată.

### 2.1.6. FENOMENE DINAMICE ÎN CONDUCTE

Dacă se elimină simplificarea că curgerea prin conducte este permanentă ( $W = \text{ct}$ ) iar presiunea în cilindru cvasiconstantă în cursele de pompaj, se evidențiază două fenomene distincte: fenomenul inerțial și fenomenul ondulatoriu. Primul este determinat de inerția coloanei de gaz din conducte, următorul, de elasticitatea coloanei de gaz. Cele două fenomene acționează simultan, dar, în anumite condiții, unul sau altul este preponderent, ceea ce impune cercetarea lor distinctă. Proiectantul le pune în folosul schimbului de gaze în două feluri și anume: 1) spre sfârșitul procesului de admisiune se realizează în poarta supapei de admisiune o creștere de presiune care inten-

sifică postumplerea; 2) spre sfârșitul procesului de evacuare (perioada  $\Delta\alpha_{as}$ ) se realizează în poarta supapei de evacuare o depresiune care ușurează evacuarea gazelor de ardere sau baleiajul cilindrului.

**Fenomenul inerțional** este determinat de deplasarea gazelor prin conducte cu viteze variabile, generate, în esență, de modificarea continuă a ariei orificiului oferit de supapă (v. fig. 2.6, *b*, și 2.14, *b*). Se consideră coloana de fluid proaspăt din conducta de admisiune ca un gaz incompresibil. Asupra coloanei de gaz acționează, la o extremitate presiunea atmosferică  $p_0$ , iar la cealaltă extremitate, în poarta supapei de admisiune, presiunea  $p_{psa}$ , diferită de presiunea  $p_{ga}$ . Mișcarea coloanei de gaz este descrisă de ecuația lui Newton:  $F = ma$  sau

$$\Delta p_{psa} \cdot \pi d_{ca}^2 / 4 = m_{ca} dW_{ca} / d\tau, \quad (2.90)$$

unde:  $\Delta p_{psa} = p_0 - p_{psa}$ ;  $d_{ca}$  — diametrul conductei de admisiune;  $W_{ca}$  — viteza în conductă;  $m_{ca}$  — masa de fluid din conductă.

La începutul admisiunii creșterea  $dW_{ca}$  este pozitivă, coloana se accelerează,  $p_{psa} < p_0$ , diferența dintre presiunea  $p_{psa}$  și presiunea din cilindru  $p_{ciu}$ , care produce curgerea, se micșorează, iar umplerea este frînată; spre sfârșitul admisiunii,  $dW_{ca} < 0$ ,  $p_{psa} > p_0$ , diferența  $p_{psa} - p_{ciu}$  crește, iar umplerea este intensificată. În virtutea inerției, coloana exercită o presiune în poarta supapei de admisiune, în a doua parte a procesului, care intensifică postumplerea (de aici termenul: postumplere inerțională).

Se evaluează  $\Delta p_{psa}$ , presupunând că  $W_{ca}$  scade pînă la anulare de la  $W_{ca \max} = 120 \text{ m/s}$ , pe jumătate din cursa de admisiune,  $\Delta\alpha = 90^\circ \text{ RA}$ . Pentru un motor cu  $n = 5000 \text{ rot/min}$ , accelerația medie este  $a = \Delta W_{ca} / \Delta\tau = 6n\Delta W_{ca} / \Delta\alpha = 6 \cdot 5000 \cdot 120 / 90 = 40000 \text{ m/s}^2$ ; considerînd o conductă de admisiune de lungime  $L = 0,6 \text{ m}$  și diametru  $d_{ca} = 35 \text{ mm}$ , rezultă  $m_{ca} = 1,29 \cdot 0,6 \cdot \pi (35 \cdot 10^{-3})^2 / 4 = 750 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$  (s-a admis  $\rho_0 = 1,29 \text{ kg/m}^3$ ) și rezultă  $\Delta p_{psa} = 750 \cdot 10^{-6} \cdot 40000 / 962 \cdot 10^{-6} = 31000 \text{ N/m}^2 = 3100 \text{ daN/m}^2 = 3161 \text{ mm H}_2\text{O}$  (v. tab. 9.2).

Efectul inerțional este ilustrat în figura 2.52 de linia întreruptă. S-ar părea că în medie efectul inerțional este nul (*a*): inițial, inerția coloanei de gaz se opune curgerii, apoi o intensifică, astfel că presiunea în cilindru, în momentul  $\alpha_{ISA}$  rămîne invariabilă. Influența turației nu este totuși liniară, deoarece ea influențează și starea gazelor din cilindru. Ca urmare, în cazul (*b*), presiunea la  $\alpha_{ISA}$  se diferențiază. Pentru a evalua efectul inerțional se acționează pe două căi: 1) se determină variația de viteză prin intermediul metodei care rezolvă sistemul general de ecuații diferențiale al procesului de schimbare a gazelor, prin metodele analizei numerice\*) (v. cap. 28);

\*) Grünwald, B. și Gheorghiu, V. *Calculul schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă cu piston*. Editat de Institutul politehnic București, 1980.

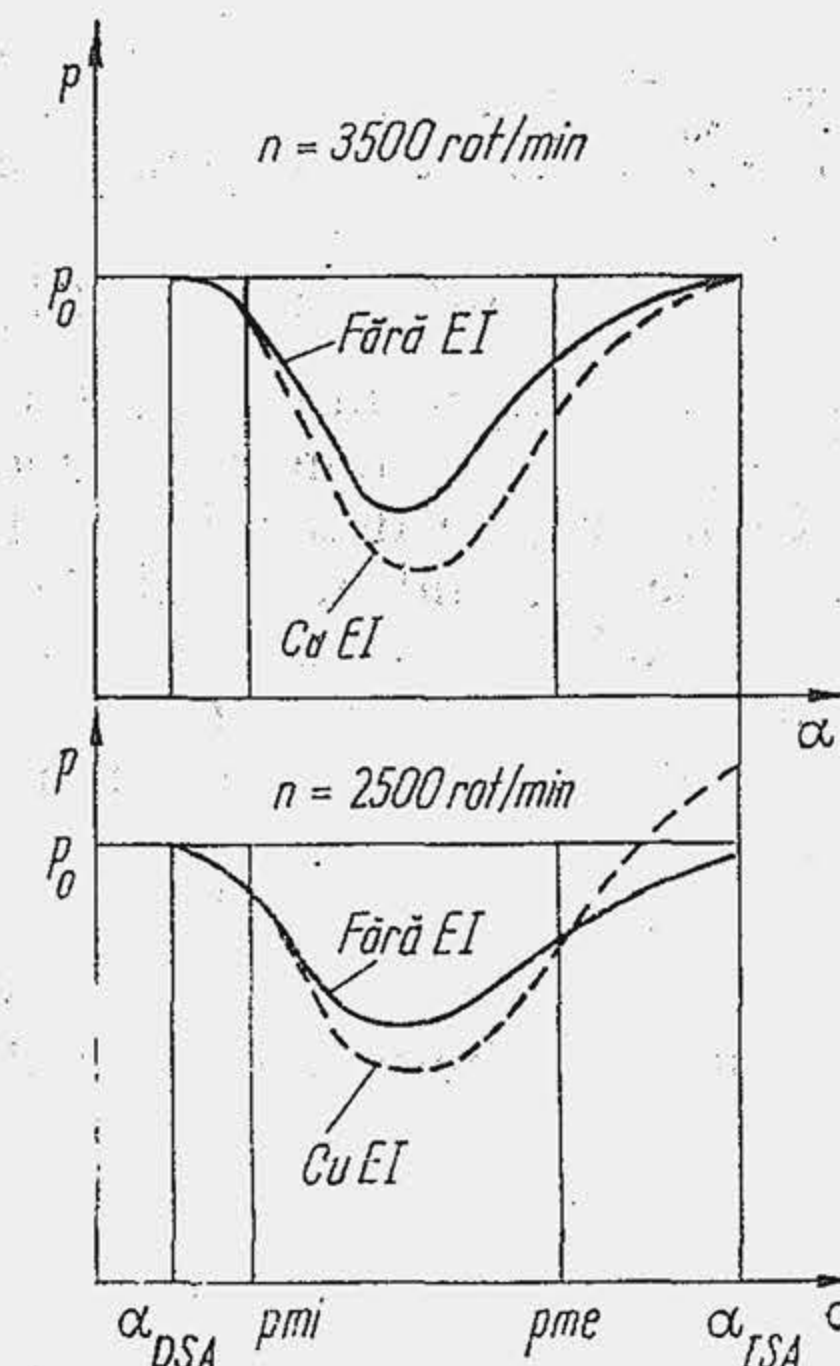


Fig. 2.52. Variația presiunii în cilindru, cu și fără conductă de admisiune, respectiv, cu și fără efect inerțional (EI).



2) se elaborează un criteriu de similitudine pe baza ecuației (2.90), care se corelează apoi cu datele experimentale.

În primul caz, pentru un interval mic  $\alpha - (\alpha - H)$ ,  $H$  fiind pasul de integrare, rezultă

$$dW_{ca}(\alpha)/d\alpha = (W_{ca}(\alpha) - W_{ca}(\alpha - H))/H,$$

iar viteza la un moment dat  $W_{ca}(\alpha)$ , rezultă din ecuația de continuitate  $W_{ca} = W_{sa}A_{sa}/A_{ca}$ ,  $W_{sa}$  fiind o necunoscută în sistemul de ecuații diferențiale (tab. 28.8), care se determină la fiecare pas. În al doilea caz se consideră următoarele dependențe:  $\Delta W_{ca} \sim W_{ca} = (D/d_{ca})^2 \bar{W}_p = D^2 S n / 30 d_{ca}^2$ ;  $\Delta \tau = \Delta \alpha / 6n$ , unde  $\Delta \alpha = f(\Delta \alpha_a)$ , adică este o funcție de durata procesului de admisiune;  $m_{ca} = \rho_0 V_{ca} = \rho_0 L \pi d_{ca}^2 / 4$ ;  $\rho_0 = p_0 / RT_0$ , iar pentru  $p_0 = ct$ , din relația (2.37) rezultă  $\rho_0 \sim 1/a_{fp}^2$ . Se obține:

$$\Delta p_{psa} \sim \frac{L^2 n^2}{f(\Delta \alpha_a) a_{fp}^2} \cdot \frac{V_s}{V_{ca}}.$$

Se numește criteriul de similitudine al efectului inerțional, grupul adimensional

$$EI = \frac{L^2 n^2}{a_{fp}^2} \cdot \frac{V_s}{V_{ca}}. \quad (2.91)$$

Pentru  $V_s = 0,3 \text{ l}$ ,  $V_{ca} = 580 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ ,  $L = 0,5 \text{ m}$ ,  $n = 5000 \text{ rot/min}$ ,  $a_{fp} = 330 \text{ m/s}$ , rezultă  $EI = (0,5^2 \cdot 5000^2 / 330^2) (0,3 \cdot 10^{-3} / 580 \cdot 10^{-6}) = 29,7$ .

Cercetarea experimentală a arătat că dacă se urmărește variația lui  $\eta_v$  față de o valoare de referință  $\eta_{v0}$  există o dependență  $\Delta \eta_v = \eta_v - \eta_{v0} = f(EI)$ , care se arată în figura 2.53, a.

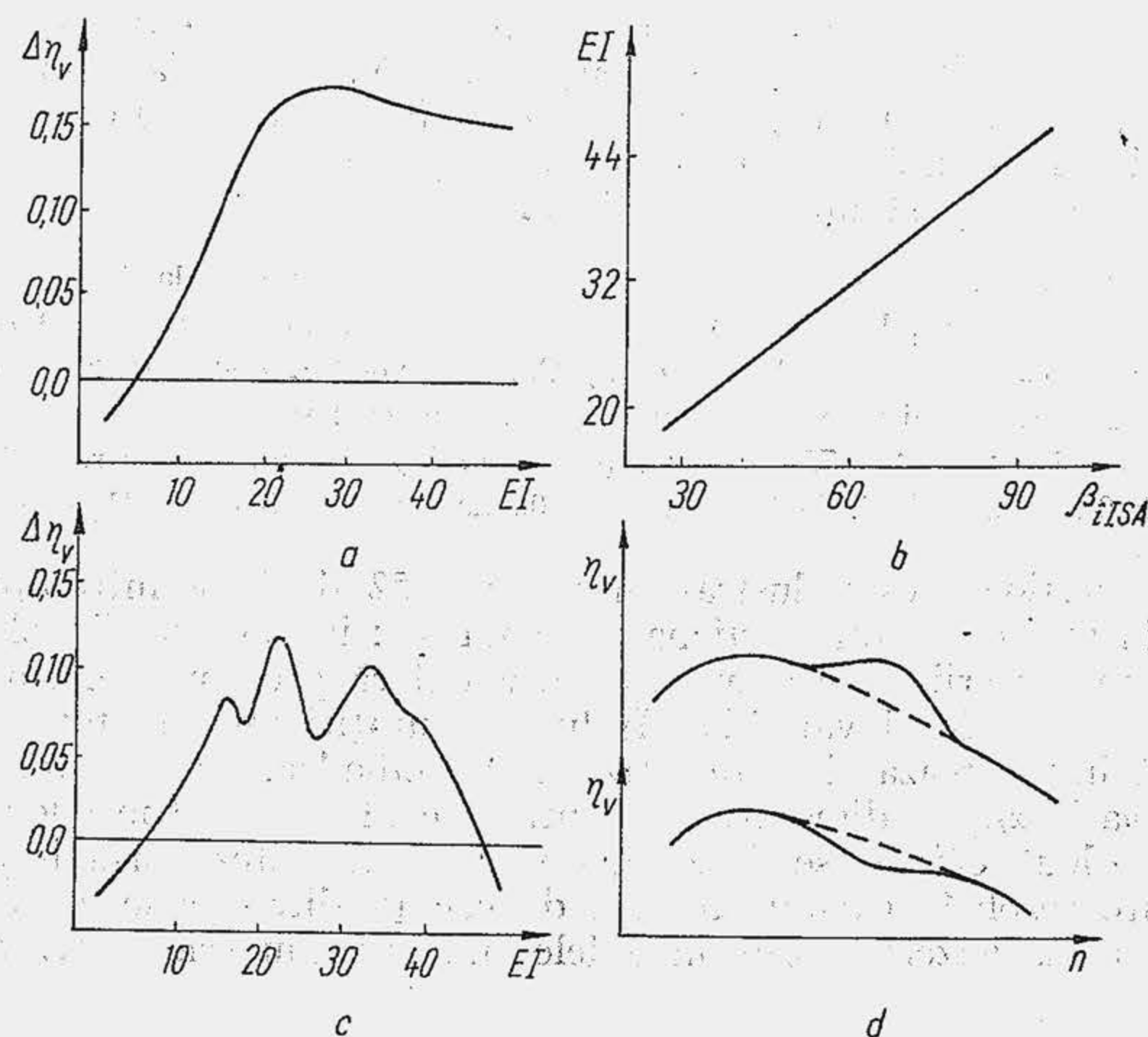


Fig. 2.53 Corelații caracteristice datorate fenomenelor dinamice din conducta de admisiune.

Se observă că există o valoare optimă  $EI_{opt}$  pentru care efectul inerțional este maxim. Întrucât  $EI$  depinde de turație, nu se poate obține efectul maxim decât la un singur regim de funcționare. Apoi,  $EI$  depinde de  $L$  și  $V_{ca}$ . La un motor cu 8 cilindri în V cu conducte cu  $L$  și  $V_{ca}$  distincte, pentru grupuri de doi cilindri, au rezultat valori distincte ale gradului de umplere, valorile extreme fiind 0,77 și 0,86. Diferența s-a ameliorat când s-au realizat conducte egale. Întrucât  $\Delta p_{psa} = f(\Delta \alpha_a)$ , s-a obținut experimental dependența din figura 2.53, b, care permite să se evalueze într-o primă aproximație dimensiunile conductei de admisiune.

**Efectul ondulatoriu.** În cazul unei conducte lungi (fig. 2.53, c), creșterea  $\Delta \eta_v$  cu  $EI$  este similară, dar înregistrează perturbații care se pun pe seama efectului ondulatoriu, care se suprapune aici peste efectul inerțional.

Excitația produsă de cilindru la o extremitate a conductei generează unde de presiune care se propagă în coloana de gaz cu viteza sunetului.

În procesul de admisiune, la început, are loc o scădere a presiunii în cilindru, care produce o depresiune în poarta supapei. Depresiunea se propagă în conductă (fluid compresibil sau elastic) cu viteza sunetului  $a_{fp} \approx 330 \text{ m/s}$ . Depresiunea produsă la începutul admisiunii se reflectă la extremitatea conductei de admisiune cu schimbare de semn și se reîntoarce în poarta supapei de admisiune ca o suprapresiune  $\Delta p_{psa}$  care intensifică postumplerea (post-umplere ondulatorie). La un motor monocilindric se calculează lungimea conductei  $L$  pentru ca o undă de presiune să ajungă la sfârșitul admisiunii în poarta supapei. Durata de propagare a perturbației de presiune, dus-întors, este  $\tau = 2L/a_{fp}$ , unde  $\tau = \Delta \alpha / 6n$ , adică

$$L = \frac{\Delta \alpha \cdot a_{fp}}{12n} [\text{m}]. \quad (2.92)$$

La un motor cu  $n = 5000 \text{ rot/min}$  pentru  $\Delta \alpha_a = 230^\circ \text{ RA}$  rezultă  $L = 230 \cdot 330 / 12 \cdot 5000 = 1,26 \text{ m}$ ; la turația de moment maxim  $n_M = 3000 \text{ rot/min}$ ,  $L = 2,1 \text{ m}$ . Conducte cu asemenea lungime nu sînt acceptabile pe motoarele de autovehicule.

Relația (2.92) se corectează, în sensul că  $\Delta \alpha < \Delta \alpha_a$  deoarece: unda de depresiune nu se creează instantaneu în momentul deschiderii supapei; unda de presiune care se întoarce trebuie să sosească înaintea momentului închiderii supapei de admisiune, pentru a fi eficientă; cilindru acționează ca un rezonator. Astfel, s-a stabilit experimental că  $\Delta \alpha = 90 \dots 120^\circ \text{ RA}$ , ceea ce reduce lungimea  $L$  la jumătate. Pentru practică s-a propus criteriul adimensional al efectului ondulatoriu, pe baza relației (2.92)

$$EO = Ln/a_{fp}. \quad (2.93)$$

Se observă că el apare în relația (2.91), care se poate scrie  $EI = EO^2(V_s/V_{ca})$ . S-a stabilit că se obține un efect maxim pentru umplere dacă  $EO = 6 \dots 7$ . În acest caz rezultă  $L = 7.330 / 3000 = 0,77 \text{ m}$ . La motoarele polcilindrice ramificațiile conductei de admisiune exercită un efect de rezonanță și este necesară o corecție suplimentară. Pentru un motor cu 8 cilindri în V, Chrysler a propus o relație care se reduce la (2.92), dar cu  $\Delta \alpha = 72$  și  $n = n_M$ . Turația modifică frecvența excitației coloanei de gaz, de aceea, în unele cazuri se obțin pentru  $\eta_v$  anomalii de forma indicată în figura 2.53, d.

În procesul de evacuare, la început, evacuarea liberă produce în poarta supapei de evacuare o creștere de presiune, un vîrf de presiune care se propagă în conductă cu viteza medie de  $400 \dots 500 \text{ m/s}$ , în funcție de tempera-



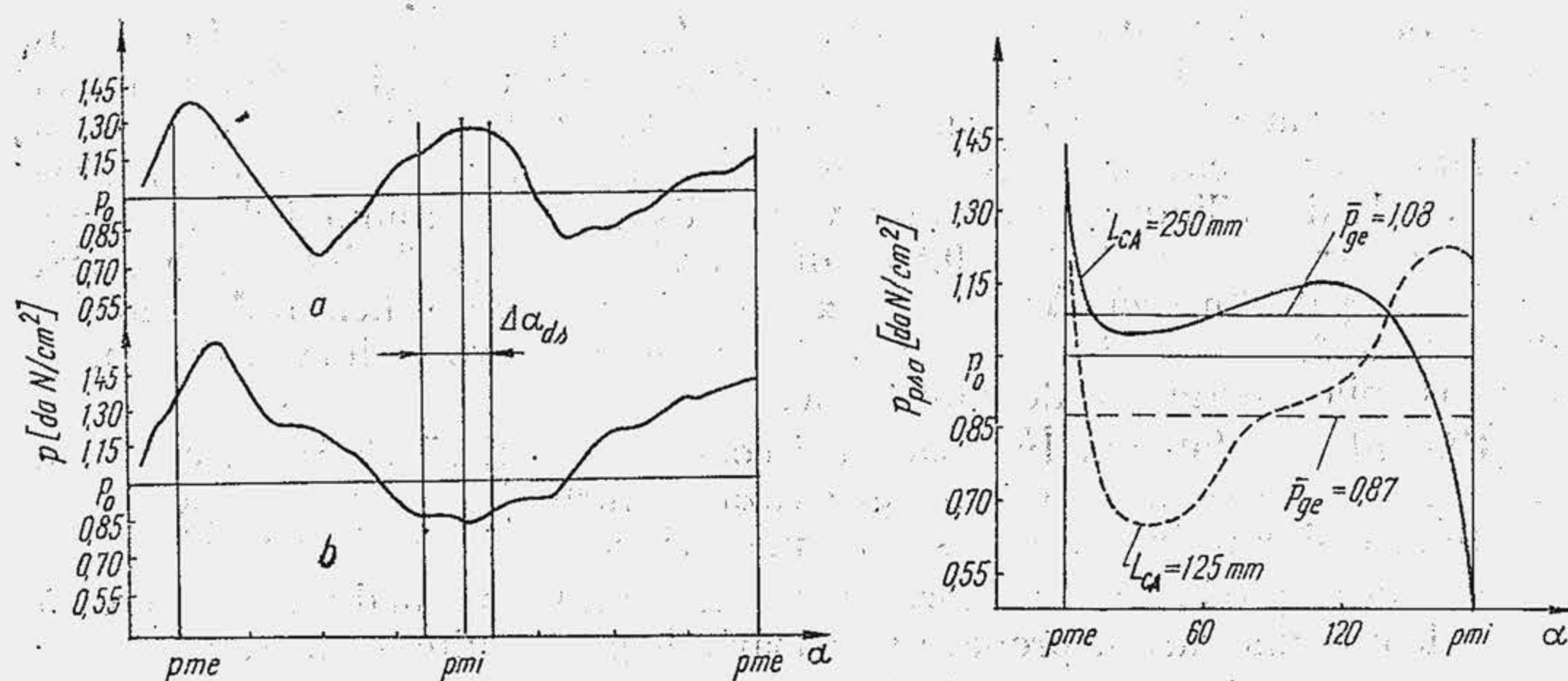


Fig. 2.54 Variația presiunii în conducta de evacuare.

tura gazelor de evacuare. Presiunea produsă la capătul conductei de evacuare se reflectă cu schimbare de semn și se întoarce în poarta supapei ca o undă de depresiune. Frecvența fundamentală a unei unde staționare într-un tub închis, care simulează conducta de evacuare, este  $f_f = a_{ge}/4L$  ( $a_{ge}$  — viteza sunetului în gazele de evacuare). Pentru  $a_{ge} = 500$  m/s și  $L = 2$  m rezultă  $f_f = 63$  osc/s. Dacă  $n = 2000$  rot/min = 33,5 rot/s, rezultă că în o rotație, apar  $63/33,5 \approx 2$  osc/rot, ceea ce se confirmă experimental (fig. 2.54, a). În acest caz, în  $p_{mi}$  sosește o undă de presiune care împiedică evacuarea gazelor de ardere. La turația de 4000 rot/min rezultă 1 osc/rot (fig. 2.54, b), ceea ce produce în  $p_{mi}$ , o depresiune, care intensifică evacuarea. Pentru a obține unda de depresiune se pune aceeași condiție ca în admisiune și se găsește lungimea conductei, folosind relația (2.92). Și în acest caz sînt necesare corecții de forma  $\Delta\alpha < \Delta\alpha_e$  (durata evacuării). Traseul de evacuare cuprinde două tronsoane. Primul independent de lungimea  $L^*$ ; al doilea comun pentru mai mulți cilindri (v. fig. 2.51). Pentru lungimea  $L^*$  s-a găsit prin experimentări relația

$$L^* = 8,5 \cdot 10^{-3} \Delta\alpha_e S (D/d_{ce})^2 [\text{m}]. \quad (2.94)$$

Pentru  $S = 80$  mm,  $\Delta\alpha_e = 240$ ,  $D = 65$  mm,  $d_{ce} = 40$  mm, rezultă:  $L^* = 8,5 \cdot 10^{-3} \cdot 240 \cdot 80 \cdot 10^{-3} (65/40)^2 = 0,43$  m. Experimentări efectuate pe un motor cu două conducte (fig. 2.54, c) au arătat că în cazul  $L^* = 250$  mm se obține o depresiune în  $p_{mi}$ , care permite creșterea lui  $\eta_v$  cu 11% și a puterii cu 10%, față de cazul  $L^* = 125$  mm.

### 2.1.7. CALCULUL PROCESULUI DE ADMISIUNE

Schimbarea gazelor este descrisă de un sistem de ecuații diferențiale, rezolvabil numai cu ajutorul calculatoarelor numerice. Sistemul este tratat în capitolul 28. Pentru proiectare este însă nevoie și de o metodă de calcul simplă, operativă, care să ofere informații asupra parametrilor de stare de la sfîrșitul admisiunii ( $p_a$ ,  $T_a$ ) cu scopul de a se dezvolta calculul termic. Metoda de calcul se bazează pe următoarele ipoteze fundamentale: 1) în cursa de admisiune presiunea în cilindru este constantă ( $p = p_a$ ); 2) admisiunea

începe în  $p_{mi}$ , perioada de deschidere simultană a supapelor este nulă; 3) la începutul admisiunii în cilindru se află gaze reziduale la presiunea  $p_g$ , definită de rezistențele gazodinamice ale traseului de evacuare; 4) se ia în considerare fenomenul de postumplere, deci supapa de admisiune se închide cu întârziere față de  $p_{me}$ ; 5) fluidul proaspăt se încălzește în contact cu pereții (conducta, chiulasa, cilindrul, pistonul etc.); 6) la sfîrșitul admisiunii în cilindru se află un amestec omogen de gaze de ardere și fluid proaspăt; gazele reziduale și fluidul proaspăt sînt gaze perfecte, inerte chimic; 7) parametrii variabili  $A_{sa}$ ,  $W_{ga}$ ,  $W_{sa}$ ,  $\mu_{sa}$  etc. au valori medii. Prin calcul, se determină starea fluidului motor la sfîrșitul cursei de admisiune, în punctul  $a$  al ciclului (v. fig. 2.7, c).

Metoda de calcul se bazează pe ecuațiile 1...5 (tab. 2.4), definite în acest capitol.

Tabela 2.4

Relații pentru calculul admisiunii

	Relația de calcul*)	Numărul de ordine din text
1	$\eta_v = \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{1 - \varphi_{pu} + \gamma_r}$	2.34
2	$p_{ga} = p_0 - 0,5 \cdot 10^{-5} (1 + \zeta_a) \rho_0 f_p \left( \frac{D^2}{d_{0a}^2} \cdot \frac{180}{\Delta\alpha_a} \eta_v \right)^2 \bar{W}_P^2$	2.45
3	$p_a = p_{ga} \left[ 1 - 18 \cdot 10^{-6} \frac{k_a - 1}{a_{fp}^2} \left( \frac{\eta_v}{\mu_{sa}} \right)^2 \frac{n^2}{\Delta\alpha_a^2 S L_{sa}^2} \right]^{\frac{k_a}{k_a - 1}}$	2.54** sau 2.54, 2.54*
4	$T_a = T_0 \frac{\theta}{1 - \varphi_{pu} + \gamma_r} \left[ k_a (1 - \varphi_{pu}) + \frac{1}{\eta_v \theta} \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_g}{p_0} - \frac{k_a - 1}{\eta_v \theta} \cdot \frac{p_a}{p_0} \right]$	2.70
5	$\gamma_r = \frac{p_g}{p_0} \frac{T_0}{T_g} \frac{1}{\eta_v (\varepsilon - 1)}$	2,73
6	$p_a = \frac{p_0 \eta_v \theta k_a (\varepsilon - 1) (1 - \varphi_{pu}) + p_g}{1 + k_a (\varepsilon - 1)}$	—
7	$\frac{p_0 \eta_v \theta k_a (\varepsilon - 1) (1 - \varphi_{pu}) + p_g}{p_0 - 0,5 \cdot 10^{-5} (1 + \zeta_a) \rho_0 f_p \left( \frac{D^2}{d_{0a}^2} \cdot \frac{180}{\Delta\alpha_a} \eta_v \right)^2 \bar{W}_P^2} =$ $= [1 + k_a (\varepsilon - 1)] \left[ 1 - 18 \cdot 10^{-6} \frac{k_a - 1}{a_{fp}^2} \left( \frac{\eta_v}{\mu_{sa}} \right)^2 \frac{n^2}{\Delta\alpha_a^2 S L_{sa}^2} \right]^{\frac{k_a}{k_a - 1}}$	—

\*) Unități de măsură:  $p$  în daN/cm²;  $T$  în K;  $\rho$  în kg/m³;  $\bar{W}_P$ ,  $a_{fp}$  în m/s;  $n$  în rot/min;  $\Delta\alpha_a$  în °RA;  $S L_{sa}$  în m²/l;  $D$ ,  $d_{0a}$  în mm; dacă se aplică relațiile (2.54) sau (2.54\*) se introduce  $U S_{sa}$  în m²°RA,  $U S L_{sa}$  în m²°RA/l.



Sistemul de ecuații cuprinde 21 parametri. Un grup de opt parametri nu depinde de procesele de schimbare a gazelor:  $p_0, T_0, k_a, a_{fp}, \varepsilon, D, n, \bar{W}_P$ ; un grup de opt parametri se alege pe baza datelor statistice:  $p_g, T_g, \theta, \bar{\mu}_{sa}, \varphi_{pu}, d_{oa}/D, SL_{sa}, \Delta\alpha_a$ ; un grup de cinci parametri constituie necunoscutele sistemului:  $p_{ga}, p_a, T_a, \eta_v, \gamma_r$ . Sistemul de ecuații (1...5) reprezintă un sistem algebric transcendent care se rezolvă astfel: din (1) se explicitează  $T_a$ , se substituie în (4) și se obține ecuația (6); se substituie  $p_a$  din (6) și  $p_{ga}$  din (2) în (3) care devine ecuația (7), cu o singură necunoscută  $\eta_v$  care nu se poate explicita; ecuația se rezolvă grafic, prin încercări, sau pe baza unui program de calcul în care se includ și celelalte ecuații (un asemenea program permite să se analizeze influența celor 21 de parametri asupra admisiei și să se aleagă apoi soluția corespunzătoare); după determinarea lui  $\eta_v$  se revine în (6) și se calculează  $p_a$ , apoi din (2) se calculează  $p_{ga}$ , din (5)  $\gamma_r$  și din (1)  $T_a$ ; se obțin informații suplimentare, calculând viteza  $\bar{W}_{sa}$  cu relația (2.53) și viteza  $\bar{W}_{ga}$  cu (2.44); la calculul mecanismului de distribuție se va impune condiția ca prin profilul camei,  $h_{max}$  și  $d_{oa}$  să satisfacă cerințele pentru  $\bar{A}_{sa}, US_{sa}, SL_{sa}, USL_{sa}$  precizate aici.

În tabela 2.5 s-au concentrat valorile statistice ale parametrilor pentru a ușura alegerea lor și verificarea rezultatelor. Când sistemul de ecuații (1...5) se aplică la motoarele supraalimentate se modifică parametrii inițiali:  $p_0 = p_s; T_0 = T_s; \rho_{ofp} = \rho_{sfp}$ . Apoi, din cauza baleiajului, ecuația (5) nu este semnificativă. De aceea  $\gamma_r$  se alege ( $\gamma_r = 0...0,03$ ) și se ține seama că în ecuația (4) sau (2.70), al doilea termen din paranteza dreaptă este  $\gamma_r T_g / \theta T_0$  (v. rel. 2.69) și se corectează în consecință ecuația (6), adică  $p_g$  se substituie cu termenul:  $p_0 \eta_v (\varepsilon - 1) \gamma_r T_g / T_0$ , care eventual se poate neglija.

Tabela 2.5

Valorile parametrilor caracteristici ai procesului de admisiune la motoarele în patru timp

Parametrul	Valoarea	Parametrul	Valoarea
$p_g/p_0$ sau $p_g/p_t$	1,05...1,20	$USL_{sa} [m^2 \cdot ^\circ RA/l] \cdot 10^3$	130...280
$T_g [^\circ K]$	800...1200	$SL_{sa} [m^2/l]$	5...15
$\theta$	1,06...1,15	$\Delta\alpha_a [^\circ RA]$	220...280
$\bar{\mu}_{sa}$	0,4...0,65	$p_{ga} [daN/cm^2]$	0,88...0,93
$\varphi_{pu}$	0,08...0,25	$p_a/p_0$ admisiune normală	0,7...0,9
		$p_a/p_s$ admisiune forțată	0,88...0,95
$d_{oa}/D$	0,35...0,45	$T_a [^\circ K]$	310...400
$US_{sa} [m^2 \cdot ^\circ RA] \cdot 10^3$	50...300	$\eta_v$	0,7...0,9
$\zeta_a$	4...8	$\gamma_r$ — admisiune normală	0,03...0,10
		$\gamma_r$ — admisiune forțată	0,00...0,03

## 2.2. SCHIMBAREA GAZELOR LA MOTOARELE ÎN DOI TIMPI

**Principiul de realizare.** Analiza termodinamică a ciclurilor motoarelor cu ardere internă arată că, pentru a menține la un nivel ridicat performanțele de economicitate și putere, doi din cei patru timpi ai unui motor sînt indispensabili: comprimarea prealabilă a încărcăturii proaspete (v. par. 3.1), care asigură o valoare ridicată a randamentului termic și destinderea gazelor de ardere, care permite obținerea unui lucru mecanic util. Astfel, pentru a se obține o putere sporită pe unitatea de cilindree, reducerea numărului de timpi se poate realiza numai prin eliminarea curselor de admisiune normală și evacuare forțată. O asemenea soluție devine practic posibilă dacă funcția de pompă pe care o îndeplinește pistonul unui motor în patru timpi este preluată de o instalație specială de pompaj. În acest scop, motoarele în doi timpi sînt prevăzute cu agregate suplimentare, care asigură umplerea forțată a cilindrului. Pentru evacuarea gazelor de ardere și umplerea cilindrului cu gaze proaspete, se afectează fracțiuni din cursele de destindere și comprimare. Evacuarea gazelor de ardere și admisiunea se realizează printr-un șir de fante sau lumini, executate la partea inferioară a cilindrului (fig. 2.55, a), ceea ce permite eliminarea distribuției prin supape și simplificarea constructivă a motorului.

Fluidul proaspăt comprimat într-o suflantă la presiuni  $p_s$  reduse, de ordinul a 1,3 at, ajunge prin luminile de baleiaj în cilindru. Gazele de ardere sînt evacuate din cilindru prin luminile de evacuare. În timpul evacuării, presiunea în galeria de evacuare  $p_{ge}$  este teoretic constantă și mai mică decît presiunea, teoretic constantă, a gazelor proaspete  $p_s$ . Diferența de presiune  $p = p_s - p_{ge}$  face posibilă umplerea forțată a cilindrului. Deschiderea și închiderea luminilor de baleiaj și evacuare (lumini de distribuție) sînt controlate de piston, care, îndeplinind o funcție suplimentară, de sertar de distribuție, este supus unor condiții de funcționare mai grele decît cele în care lucrează pistonul unui motor în patru timpi. Evacuarea gazelor de ardere din cilindru se efectuează liber și forțat, în ultima etapă prin dislocarea lor de către gazele proaspete, prin baleiaj. În condiții teoretice este exclusă amestecarea gazelor de ardere cu fluidul proaspăt, astfel încît se presupune că acesta din urmă acționează ca un piston. În realitate, amestecarea nu poate fi evitată, din cauza difuziei moleculare și turbulente.

Procesul de baleiaj poate avea loc numai dacă presiunea în cilindru este cel mult egală cu presiunea fluidului proaspăt  $p_s$ . Ca și la un motor în patru timpi, și la un motor în doi timpi ciclul de funcționare este trunchiat. Întrucît destinderea prelungită a gazelor de ardere pînă la presiunea  $p_s$  nu este posibilă, este necesar ca în momentul deschiderii luminilor de baleiaj, DLB (fig. 2.55, b), presiunea în cilindru să fie teoretic egală cu presiunea  $p_s$ . Această condiție se realizează numai dacă deschiderea luminilor de evacuare (DLE) se produce înaintea deschiderii luminilor de baleiaj; în felul acesta are loc scăparea în exterior a unei cantități de gaze de ardere care determină o scădere rapidă a presiunii pînă la presiunea  $p_s$ . În acest scop se prevede o sporire a înălțimii luminilor de evacuare  $H_e$  în raport cu înălțimea luminilor de baleiaj  $H_b$ .

Evacuarea liberă a gazelor de ardere determină la motorul în doi timpi cu distribuție prin lumini un dezavantaj important. Astfel, după ce pistonul a închis

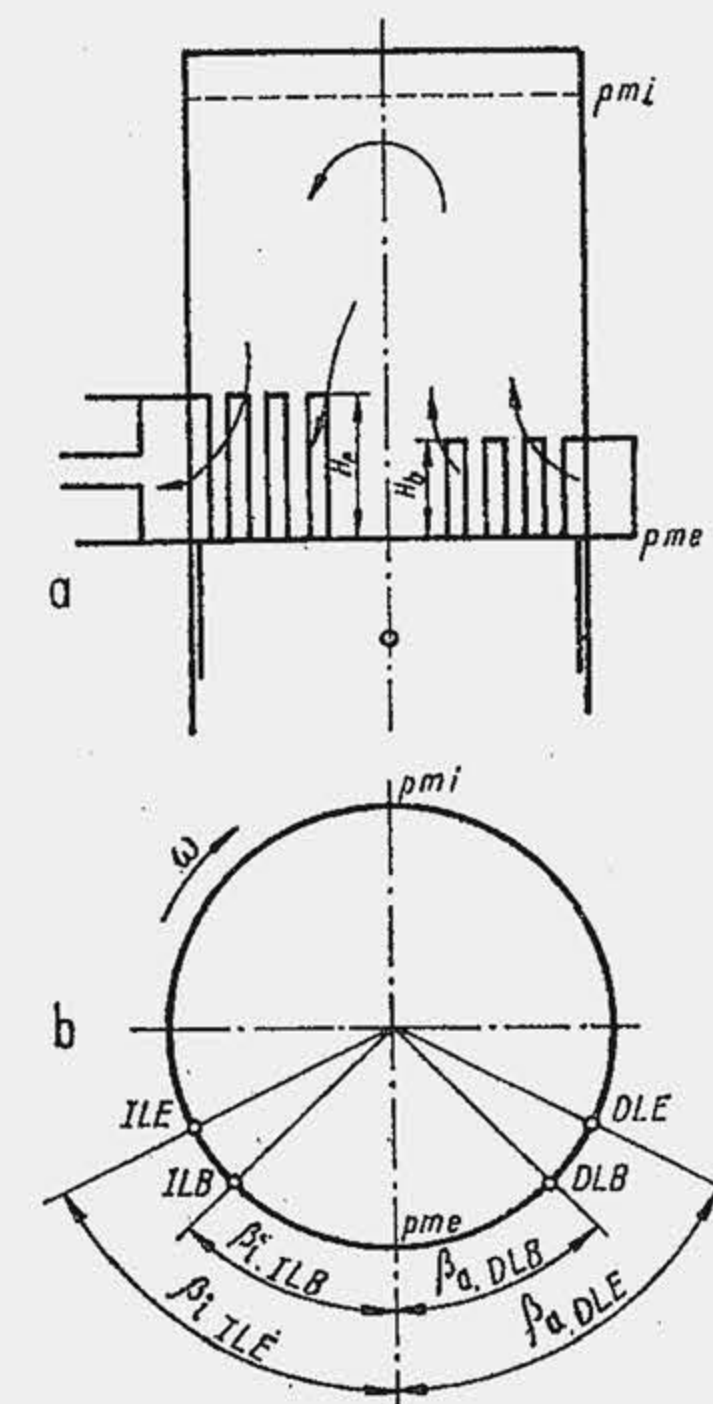


Fig. 2.55. Luminile de distribuție (a) și fazele de distribuție (b) la un motor în doi timpi.



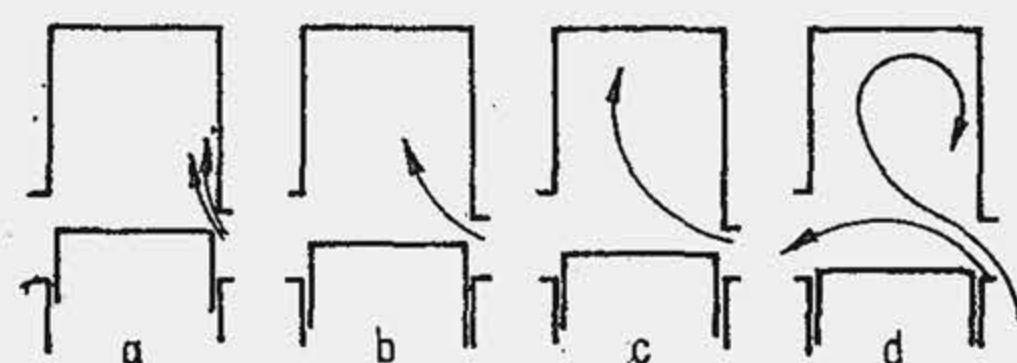


Fig. 2.56. Schematizarea curenților de fluid proaspăt în cilindrul motorului în doi timpi.

zent, în toate amănuntele. Un rol excepțional în evacuarea forțată a gazelor de ardere revine modului de deplasare a curenților de fluid proaspăt, care trebuie să fie astfel încât să asigure o dislocare spațială a gazelor de ardere, să micșoreze la minimum gradul de amestecare turbulentă cu gazele de ardere și să prevină scăparea în exterior prin luminile de evacuare a fluidului proaspăt.

Pentru a urmări deplasarea curenților în cilindru, au fost efectuate cercetări pe modele care permit filmarea procesului de baleiaj. Au fost imaginate modele de diferite tipuri: plane sau spațiale, statice sau dinamice, cu acțiune continuă sau monociclică. Imaginile obținute prin fotografierea procesului de baleiaj pe un model plan (reprodus schematic în fig. 2.56) arată că, inițial, chiar la o deschidere redusă a ferestrelor de baleiaj și independent de înclinarea lor, curentul de fluid proaspăt pătrunde în cilindru paralel cu axa lui și tangent la peretele adiacent luminii de baleiaj (a). Apoi, curentul suferă o înclinare față de axa cilindrului (b) dar direcția sa de deplasare este tot către partea superioară a cilindrului. O deschidere suplimentară a luminilor de baleiaj (c) mărește înclinarea curentului de fluid proaspăt, care tinde să formeze un vârtej în partea superioară a cilindrului. Ultimele secvențe arată o divizare a curentului de fluid proaspăt (d); o ramură a lui se deplasează, spre partea superioară a cilindrului și produce un vârtej în sensul de rotație al acelor ceasornicului; cealaltă ramură, de forma unui arc, se îndreaptă către lumina de evacuare, prin care scapă în exterior.

În prezent, dirijarea curenților de fluid proaspăt în cilindrul motorului, în vederea sporirii eficienței proceselor de evacuare și de admisiune forțată, se efectuează în mai multe feluri. După traiectoria parcursă de curentul principal de fluid proaspăt în cilindru, se disting două tipuri fundamentale de baleiaj: 1) *baleiaj în buclă*; 2) *baleiaj în echicurent*. Fiecare tip de baleiaj se realizează, la rândul lui, în mai multe variante. Baleiajul în buclă se realizează la motoarele în doi timpi cu distribuție prin lumini, așezate numai la o singură extremitate a cilindrului. Denumirea acestui tip de baleiaj vine de la forma traiectoriei parcursă de curentul principal de fluid proaspăt. Variantele de baleiaj în buclă sînt grupate în două clase principale, denumite: *baleiaj în buclă deschisă* și *baleiaj în buclă închisă*.

În figura 2.57, a se prezintă un tip de baleiaj cu *buclă deschisă*. Pentru a mări eficiența baleiajului, uneori capul pistonului se profilează adecvat, sub forma unui deflector, care dirijează curentul de fluid proaspăt spre partea superioară a cilindrului și împiedică, totodată, scăparea acestuia direct prin luminile de evacuare. Deflectorul introduce însă dificultăți la execuția pistonului și nu permite optimizarea arhitecturii camerei de ardere. Pentru a împiedica parțial scăparea fluidului proaspăt direct prin luminile de evacuare, se evită plasarea acestora în fața luminilor de baleiaj (fig. 2.57, a, jos).

În figura 2.57, b se prezintă un tip de baleiaj cu *buclă închisă*. Curentul principal de fluid proaspăt este orientat către capul pistonului prin înclinarea luminilor de baleiaj. Datorită profilului concav al capului pistonului, curentul se ridică pe partea opusă a cilindrului și se întoarce apoi pe aceeași parte a cilindrului pe care se găsesc luminile de baleiaj. O astfel de traiectorie a curentului principal este favorabilă împiedicării scăpării de fluid proaspăt în exterior și prevenirii apariției de punji de gaze de ardere.

Principial, sistemul de baleiaj în echicurent se realizează prin deplasarea fluidului proaspăt în cilindru numai într-o singură direcție și anume după axa cilindrului. În acest scop, organele de distribuție sînt plasate la ambele extremități ale cilindrului, astfel încît printr-o

luminile de baleiaj, comunicația cilindrului cu exteriorul nu se întrerupe (în intervalul  $\beta_{iLE} - \beta_{iLB}$ ) deoarece luminile de evacuare se închid cu întârziere; aceasta are drept consecință scăparea fluidului proaspăt în exterior.

**Baleiajul cilindrului.** Procesul de evacuare forțată a gazelor de ardere de către fluidul proaspăt nu este cunoscut, în pre-

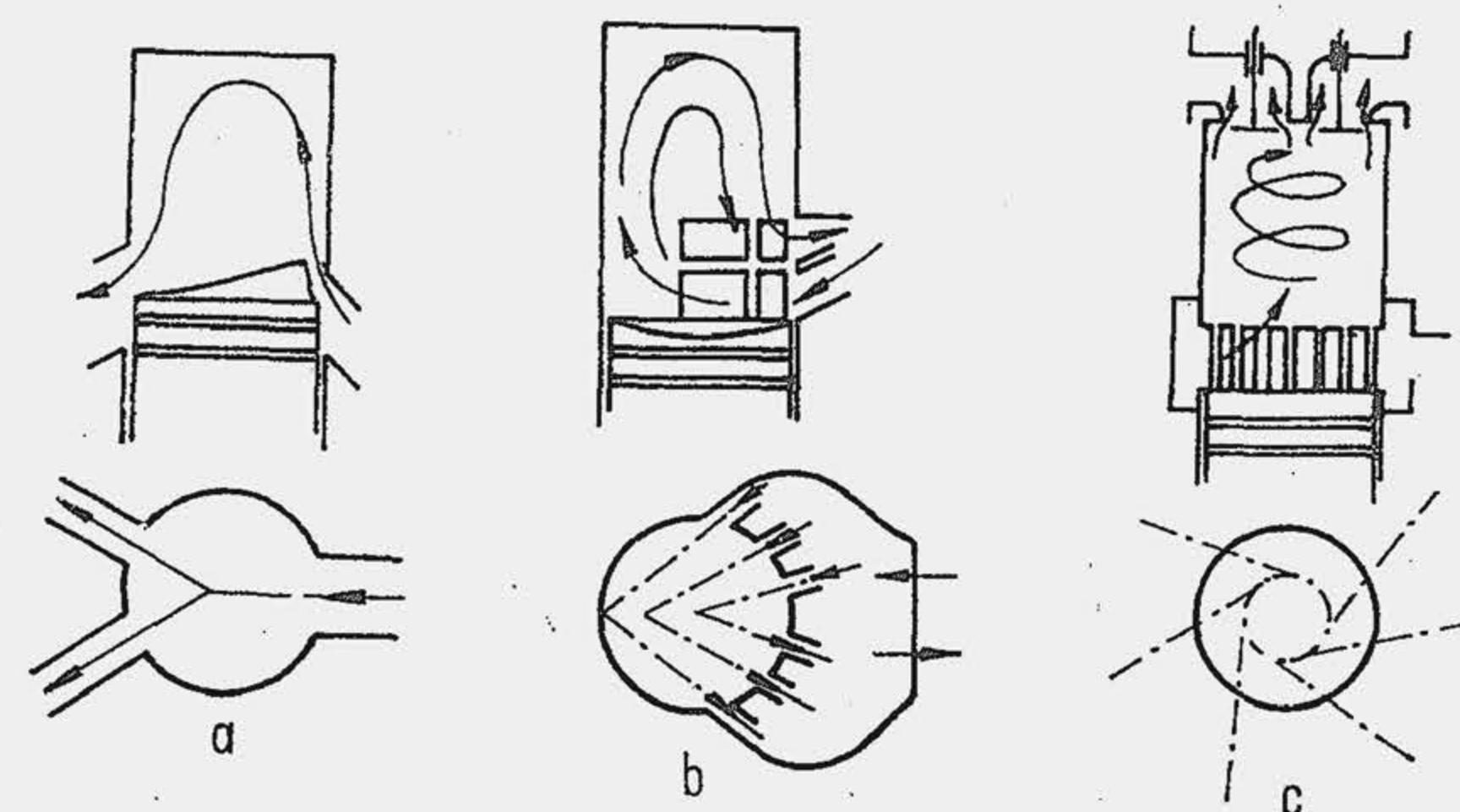


Fig. 2.57. Scheme de baleiaj.

extremitate se evacuează gazele de ardere, iar prin cealaltă pătrunde fluidul proaspăt. *Baleiajul mixt* se numește acel tip de baleiaj în echicurent care se realizează atât prin lumini cît și prin supape. De obicei, la partea inferioară a cilindrului se prevăd luminile de baleiaj (fig. 2.57, c) așezate pe toată periferia cilindrului (se mărește unghiul secțiune), iar la partea superioară a cilindrului se prevăd supape pentru evacuarea gazelor de ardere. Formarea punjiilor de gaze de ardere este exclusă deoarece fluidul proaspăt străbate succesiv planurile normale pe axa cilindrului. Dislocarea gazelor de ardere se realizează treptat, cu un grad redus de amestecare turbulentă. Gradul de golire a cilindrului de gazele de ardere este foarte ridicat, ajungînd la valori comparabile cu cele corespunzătoare motoarelor în patru timpi. Întrucît supapa este acționată de o camă, legea de ridicare poate fi astfel controlată încît să permită realizarea unei distribuții asimetrice de evacuare, care asigură condiția  $\beta_{iLE} - \beta_{iLB} \leq 0$  și permite astfel chiar o supraalimentare a motorului. Tipul de baleiaj menționat poate fi modificat în sensul introducerii fluidului proaspăt prin supapă și evacuării gazelor de ardere prin lumini. Soluția nu a dat rezultate, deoarece la deschiderea luminilor de evacuare gazele de ardere fierbinți vin în contact cu segmentii și provoacă coxarea sau blocarea lor. Pentru a îmbunătăți baleiajul cilindrului, dar mai ales pentru a asigura formarea eficientă a amestecului în timpul procesului de ardere, luminile de baleiaj se execută cu axe tangențiale la o circumferință concentrică cu cilindrul (fig. 2.57, c), ceea ce generează o mișcare în spirală a încărcăturii proaspete (v. cap. 4).

**Puterea motorului.** Începutul procesului de comprimare la motoarele în doi timpi corespunde momentului în care s-a întrerupt comunicația cilindrului cu exteriorul său, cu alte cuvinte, momentului în care luminile de evacuare s-au închis (fig. 2.58 — punctul  $a'$  — bucla  $u u' a' u$  reprezintă o diagramă stilizată de baleiaj, prin analogie cu diagrama stilizată de pompaj). Pentru comprimarea prealabilă a amestecului se utilizează numai o fracțiune din cursa pistonului, numită *cursă utilă*,  $S_u$ ; volumul corespunzător cursei utile se numește *volumul cursei utile*,  $V_{Su}$ .

Diagrama ciclului unui motor în doi timpi, care echivalează cu cea a unui motor în patru

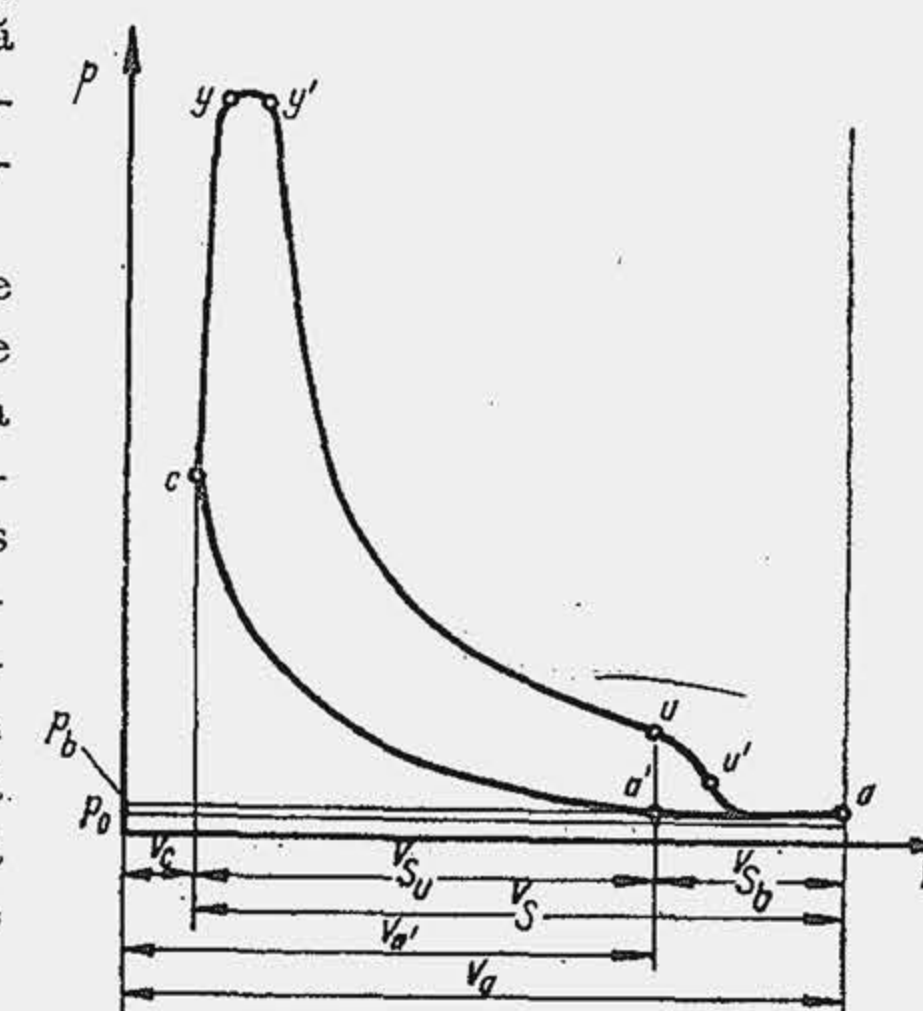


Fig. 2.58. Ciclul simplificat al unui motor în doi timpi.



timpi (anumiți indici tehnico-economici ai motorului în doi timpi se raportează în repetate rânduri la motoarele în patru timpi), este diagrama raportată la cursa utilă, deoarece se reproduce în condiții aproape identice cu cea a motorului în patru timpi. În acest caz, performanța de presiune medie indicată este practic aceeași, iar cea de presiune medie efectivă este chiar mai bună, deoarece motorul în doi timpi are un randament mecanic mai ridicat, lipsind lucrul mecanic de frecare produs în două curse ale pistonului. Dar, la compararea unui motor în doi timpi cu unul în patru timpi indicele principal de comparație se consideră cilindrul motorului  $V_S$ . În acest caz, indicele de presiune medie se modifică dezavantajos la motorul în doi timpi. Dacă se notează cu  $p_{iu}$  presiunea medie indicată a unui motor în doi timpi dezvoltată pe cursa utilă a pistonului și cu  $p_i$  — presiunea medie indicată dezvoltată pe întreaga cursă, rezultă că lucrul mecanic indicat dezvoltat la o rotație a arborelui cotit va fi:

$$L_i = p_i V_S = p_{iu} V_{Su} \text{ sau } p_i = p_{iu} \cdot V_{Su} / V_S$$

Se numește *coeficientul cursei utile*  $c_u$  (sau gradul de utilizare a cursei totale a pistonului) raportul

$$c_u = V_{Su} / V_S \text{ sau } p_i = c_u p_{iu}$$

Se observă că presiunea medie indicată reală  $p_i$  raportată la întreaga cursă a pistonului este numai o fracțiune din presiunea medie  $p_{iu}$  care este practic egală în valoare cu presiunea medie indicată a unui motor în patru timpi. Întrucât coeficientul cursei utile variază între 0,7 și 0,85, rezultă că lucrul mecanic indicat pe unitatea de cilindree la motorul în doi timpi, este cu 15...30% mai mic decât același indice de performanță al motorului în patru timpi. Se deduce că la aceeași turație  $n$ , la aceeași cilindree totală  $iV_S$  și la presiuni medii indicate practic egale ( $p_{i4} = p_{iu}$ ) se obține

$$P_{i2} = 2c_u P_{i4} = (1,4 \dots 1,7) P_{i4}$$

adică puterea indicată a unui motor în doi timpi este cu numai 40...70%, mai mare decât puterea indicată a unui motor în patru timpi.

**Influența suflantei asupra procesului de baleiaj.** Un tip de suflantă utilizată la motoarele în doi timpi este suflanta cu piston. Aceasta poate fi cu piston comun cu pistonul motorului sau cu piston independent.

La suflantele cu piston comun, pistonul motorului îndeplinește o funcțiune suplimentară. În acest scop (fig. 2.59, a) carterul motorului se execută etanș și este prevăzut cu un

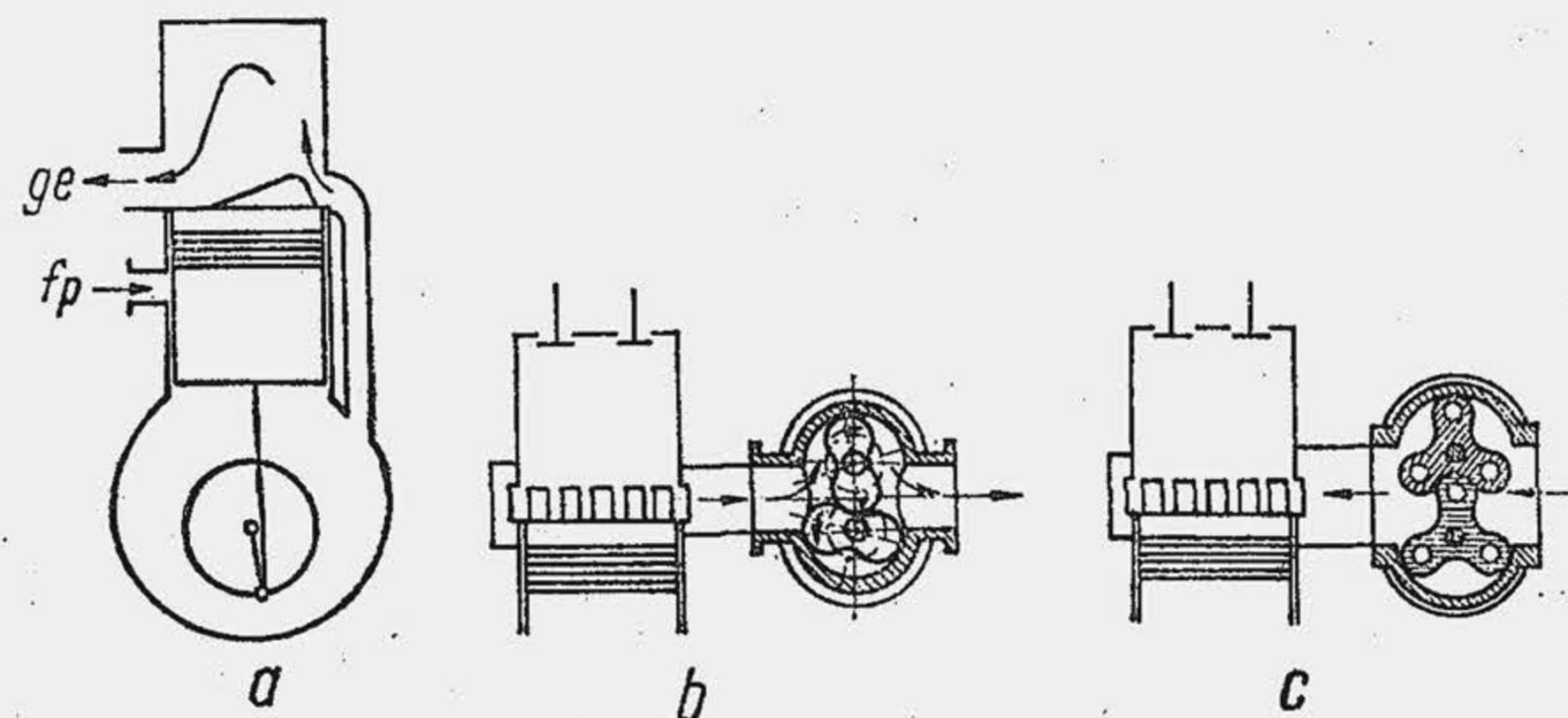


Fig. 2.59. Tipuri de suflante pentru motoarele în doi timpi.

orificiu controlat de piston prin care pătrunde fluidul proaspăt. Carterul este de tipul „uscat”. Admiterea fluidului proaspăt în carter se produce la deplasarea pistonului de la  $p_{me}$  la  $p_{mi}$ ; comprimarea lui se produce în cursa de destindere. Asemenea motoare se numesc motoare cu baleiaj prin carter. Avantajul principal al baleiajului prin carter îl constituie simplitatea constructivă. Dezavantajul principal îl constituie imperfecțiunea baleiajului. Volumul de fluid proaspăt admis în carter este teoretic egal cu cilindrul motorului; în realitate, din cauza pierderilor, volumul real este mai mic. La suflantele cu piston se remarcă faptul că presiunea de refulare variază puțin cu turația.

Suflantele cu rotoare profilate (fig. 2.59, b și c) cu doi sau trei lobi, de tip Roots, respectiv cu rotor elicoidal se caracterizează prin simplitate constructivă și durabilitate ridicată; având turații mai ridicate, au dimensiuni de gabarit reduse. Se utilizează curent pe motoarele de putere mică și medie, pentru autovehicule.

**Unele concluzii cu privire la tipurile de baleiaj.** Baleiajul mixt în echicurent are o eficiență ridicată și cunoaște răspândire la motoarele mari de autovehicule. Avantajele pe care le prezintă motorul cu acest tip de baleiaj, în comparație cu un motor în patru timpi sînt discutabile, deoarece baleiajul mixt presupune distribuția prin supape.

Motoarele cu baleiaj în buclă închisă cu suflantă, datorită eficienței procesului de baleiaj și simplității constructive, sînt preferate. Experiența a arătat că tipul de baleiaj în buclă închisă poate realiza performanțe identice cu tipul de baleiaj mixt, cînd acesta din urmă are o distribuție simetrică.

Baleiajul în buclă prin carter are o eficiență redusă, dar o mare simplitate constructivă, de aceea reprezintă aproape unica soluție pentru motoarele mici în doi timpi, destinate turismelor de mic litraj, motoretelor.

## BIBLIOGRAFIE

1. Abăitancei, R. și Radu, G. h. *Influența fazelor de distribuție asupra performanțelor motorului de automobil*. Bul. Institutului politehnic, Brașov, Vol. X, 1968.
2. Aramă, C. și Grünwald, B. *Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici*. București, Edit. tehnică, 1966.
3. Bakaleinik, A. M. și Gavrilov, A. A. *Vlianie faz gazoraspredelenia*, Vorp. Motorostr. Vladimir, 1971.
4. Belayque, M. P. *Aspects généraux du problème des écoulements gazeux dans les moteurs*. SIA, Ing. de l'automobile, 4, 1974. Paris.
5. Bekman, V. V. *Gonocinie avtomobili*. Izd. Mašinostr. Lit. Leningrad, 1969.
6. Dănescu, A., Ștefănescu, D., Petrescu, S. ș.a. *Tratat de termodinamică*. vol. X, Litografia I.P.B., 1976.
7. Draganov, B. H. *Issledovanie proțessa napolnenia*. Dvig. Vnutr. Sgor. Vîp. 8, Harkov, 1969.
8. Grünwald, B., Andreescu, C., Licucescu, D., Mihăescu, M., Miloș, I., Oprean, M., Pandu, T. *Considerații asupra măririi puterii motorului care echipează autoturismul Dacia 1300*. Construcția de mașini, 11, 1972.
9. Grünwald, B., Gheorghiu, V. *Calculul schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă cu piston*. Litografia I.P.B., 1980.
10. Grünwald, B. și Gheorghiu, V. *Contribuții la studiul schimbului de gaze din motoarele cu ardere internă*. Buletinul IPB nr. 4, 1979.



11. Grünwald, B., Vioreanu, M., Boncoi-Vioaneanu, M. *Cercetări privind procesul de admisie la motoarele de autovehicule în patru timpi*. Buletinul IPB, Seria Mecanică, 3, 1978.
12. Grünwald, B. și Șoiman, M. *Calculul schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă pe baza diagramelor de presiune*. Construcția de mașini, 12, 1980
13. Kastner, L. I. ș.a. *Poppe Inlet Valve Charact.* Proc. Instn. Mech. Engrs. 1963—1964, vol. 178.
14. Laiok, V. V. *Infl. dei param. d. distrib. a e geom, del collet.* A.T.A., septembrie, 1968.
15. Lenin, I. M. ș.a. *Automobilnîe i traktornîe dvigateli*. Ciasti I. Izd. „Vîșșaiia Șkola”, Moscova, 1976.
16. Saviuc, S. *Studii privind influența fazelor de distribuție*. Teză de doctorat. I.P.B., 1979.
17. Smith, P. H. și Morrison, J. C. *The Scientific Design of Exhaust and Intake Systems*, Whitefr, Press Ltd, London, 1971.
18. Stratulat, M. și Munteanu, S. D. *Încercarea motoarelor cu ardere internă*, București, Edit. tehnică, 1966.
19. Șoiman, M. și Grünwald, B. *Cercetarea experimentală a schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă*. Buletinul I.P.B., 3, 1980.
20. Taylor, C. T. ș.a. *Dynamics in the Inlet System of an Engine*. Transaction of the ASMF, 1955.
21. Taylor, C. F., *The internal — Combustion Engine in Theory and Practice*, Mass, Inst. of Tech., 1967.

### 3.

## PROCESUL DE COMPRIMARE

### 3.1. NECESITATEA PROCESULUI DE COM- PRIMARE

Procesul de comprimare îndeplinește trei funcțiuni: 1) sporește randamentul termic al motoarelor; 2) permite aprinderea combustibilului, fapt fundamental pentru MAC.; 3) generează mișcări organizate ale fluidului motor în camera de ardere, fapt de primă importanță pentru realizarea turațiilor ridicate, caracteristice motoarelor de serie.

Sporirea randamentului termic prin comprimarea prealabilă a fluidului motor a reprezentat acea descoperire hotărâtoare care a asigurat începutul dezvoltării moderne a motoarelor cu ardere internă. Randamentul redus al mașinii cu abur (4...6%) a generat la începutul secolului trecut întrebarea fundamentală: cum se poate construi un motor termic cu un randament mai mare? Carnot formulează pentru prima dată răspunsul la această întrebare. Pe baza ciclului care-i poartă numele, el exprimă principiul fundamental al motorului termic, potrivit căruia randamentul termodinamic depinde numai de temperaturile surselor de căldură:  $\eta_c = 1 - T_0/T$ ; cum temperatura sursei reci  $T_0$  este limitată la temperatura mediului ambiant, sporirea randamentului este posibilă numai prin ridicarea temperaturii sursei calde  $T$ .

Primul motor cu ardere internă, construit de Lenoir în anul 1860 funcționa după un ciclu în doi timpi (fig. 3.1.). Amestecul de aer și gaz de iluminat era aspirat în cilindrul motorului în prima jumătate a cursei pistonului (evoluția 1 — 2), apoi era aprins prin declanșarea unei scînteii și ardea teoretic instantaneu (evoluția 2 — 3); în a doua jumătate a cursei pistonului se producea destinderea gazelor (evoluția 3 — 4), iar a doua cursă a pistonului era destinată evacuării forțate a gazelor. Motorul lui Lenoir nu a ajuns un concurent al mașinii cu abur, deoarece randamentul lui rămânea sub nivelul acesteia. Cauza principală a randamentului scăzut o constituia aprinderea amestecului la temperatura mediului ambiant, astfel încît temperaturile maxime din ciclu atingeau un nivel redus. Se pot atinge temperaturi maxime mai ridicate? La această întrebare răspunde Beau de Rochas prin ciclul pe care-l imaginează (ciclul cu ardere izocoră) realizat cu succes pentru prima dată de Otto, în 1876\*). Prin ciclul

\*) În anul 1976 s-a sărbătorit 100 de ani de existență a motorului cu aprindere prin scînteie.



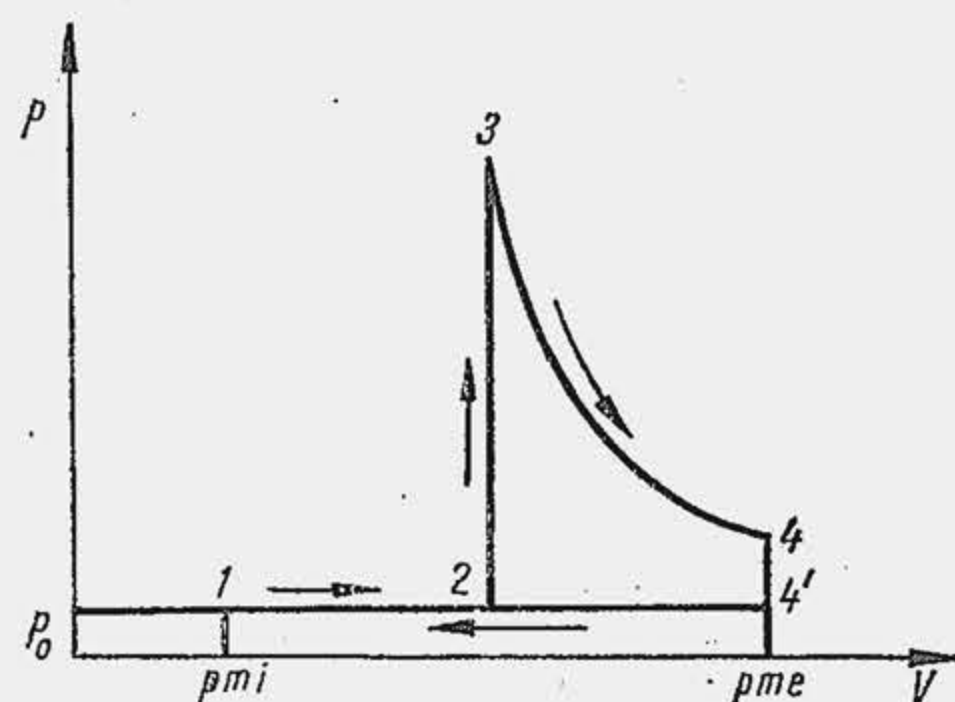


Fig. 3.1. Ciclul Lenoir.

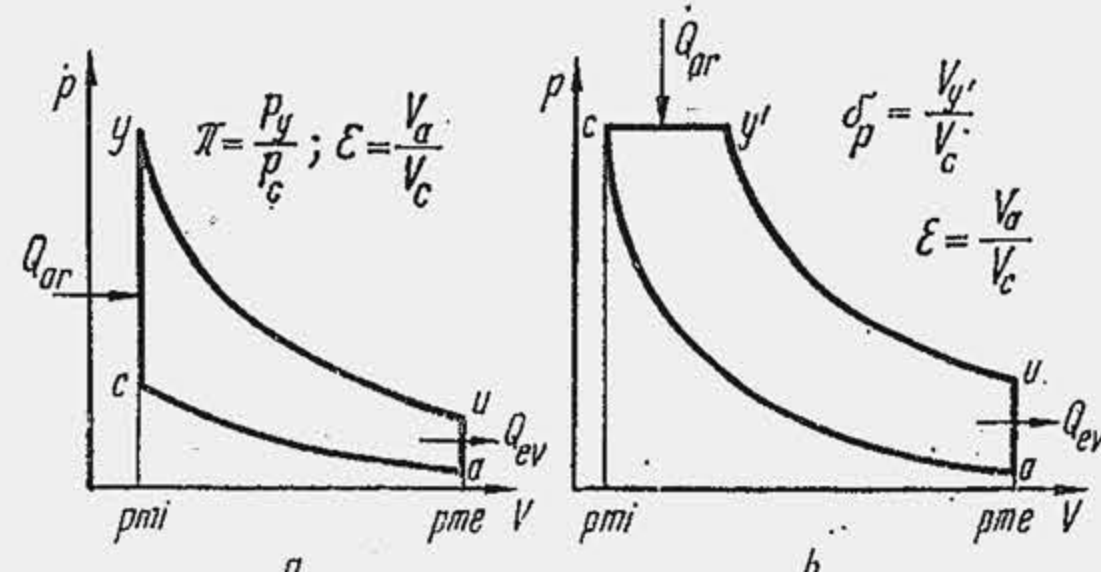


Fig. 3.2. Ciclurile teoretice Beau de Rochas, cu ardere la volum constant (a) și Diesel, cu ardere la presiune constantă (b).

lui Beau de Rochas se trece de la motorul în doi timpi la motorul în patru timpi. Sporirea numărului de timpi a fost necesară pentru a realiza comprimarea prealabilă a fluidului proaspăt (evoluția  $a-c$ , fig. 3.2.) ceea ce a permis sporirea temperaturii lui cu câteva sute de grade înainte de declanșarea scintei. Temperaturile maxime din ciclul ideal ajung la 3000...4000°C, de câteva ori mai mari decât cele realizate de mașina cu abur.

Ciclul Carnot este alcătuit din două adiabatice și două izoterme (temperaturile surselor de căldură sînt presupuse invariabile). Ciclul ideal\* al lui Beau de Rochas fig. 3.2, a este alcătuit din două adiabatice ( $a-c$  și  $y-u$ ) și două izocore ( $c-y$ ,  $u-a$ ). Izocora  $c-y$  este de temperatură variabilă, de aceea pentru simplitatea raționamentelor, temperatura maximă din ciclu  $T_y$  se consideră temperatură reprezentativă a evoluției de ardere, echivalentă cu temperatura  $T$  a sursei calde din ciclul și formula lui Carnot pentru randament. Randamentul ciclului ideal este  $\eta_t = (Q_{ar} - Q_{ev})/Q_{ar}$ , unde  $Q_{ar}$  este căldura primită de fluidul motor prin ardere iar  $Q_{ev}$  — căldura cedată de fluidul motor sursei reci, prin evacuare. Se consideră că în ciclu se arde la volum constant 1 kg de combustibil cu o cantitate de aer  $\lambda L_{min}$  [kg]\*\* Masa fluidului motor este  $1 + \lambda L_{min}$  [kg] iar căldura degajată este puterea calorică inferioară  $Q_i = 41\,850$  kJ/kg (= 10000 kcal/kg). Căldura  $Q_i$  servește numai la variația energiei interne pe evoluția  $c-y$ , adică  $Q_i = \Delta U_{cy} = (1 + \lambda L_{min})c_v(T_y - T_c)$ , de unde rezultă că temperatura maximă în ciclu ( $T_{max} = T_y$ ) este

$$T_{max} = T_c + Q_i / (1 + \lambda L_{min}) c_v. \quad (3.1)$$

\*) Ciclul ideal se construiește pe baza a două clase de ipoteze. O clasă de ipoteze se referă la fluidul motor care 1) este un gaz perfect (călduri specifice independente de temperatură); 2) are compoziție invariabilă. A doua clasă de ipoteze se referă la ciclu și anume: 1) masa fluidului motor este invariabilă pe ciclu, ceea ce elimină procesele de schimbare a gazelor; 2) aportul de căldură de la izvorul cald decurge instantaneu — izocora  $c-y$ ; 3) cedarea de căldură către sursa rece decurge instantaneu — izocora  $u-a$ ; 4) comprimarea ( $a-c$ ) și destinderea ( $y-u$ ) sînt adiabatice și izentropice.

\*\*) Spre deosebire de ciclul termodinamic construit pentru 1 kg de fluid motor, ciclul pentru 1 kg de combustibil pune în evidență și influența lui  $\lambda$ .

Temperatura  $T_c$  se obține pe baza legii adiabatice  $T_c V_c^{k-1} = T_a V_a^{k-1}$  sau  $T_c = T_a (V_a/V_c)^{k-1}$  unde  $k$  este exponentul adiabetic ( $k = c_p/c_v$ ). Ținînd seama de relația (1.3) rezultă

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1}, \quad (3.2)$$

temperatura  $T_a$  pentru ciclul ideal fiind  $T_a = T_0 = 273$  K. Substituind relația (3.2) în (3.1) rezultă că  $T_{max}$  crește cu  $\varepsilon$  ceea ce, potrivit principiului al doilea al termodinamicii (gradul de transformare a căldurii în lucru mecanic este cu atît mai înalt cu cît temperatura maximă este mai ridicată), trebuie să conducă la un randament superior. În adevăr,  $\eta_t = 1 - Q_{ev}/Q_i$  iar  $Q_{ev}$  este egal cu variația energiei interne pe evoluția  $u-a$ ,  $Q_{ev} = \Delta U_{ua} = (1 + \lambda L_{min})c_v(T_u - T_a)$ . Temperatura  $T_u$  rezultă din legea adiabatice  $T_u V_u^{k-1} = T_y V_y^{k-1}$ ,  $T_u = T_y/\varepsilon^{k-1}$  sau, cu relațiile (3.1) și (3.2)

$$T_u = T_a + Q_i / (1 + \lambda L_{min}) c_v \varepsilon^{k-1}. \quad (3.3)$$

Randamentul termic devine  $\eta_t = 1 - (T_u - T_a)/(T_y - T_c)$  sau cu relațiile anterioare

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}. \quad (3.4)$$

Raportul dintre presiunea maximă din ciclu și presiunea la finele comprimării se numește *raportul de creștere a presiunii*, se notează cu  $\pi$  și este  $\pi = p_{max}/p_c$ , unde  $p_c$  pe baza legii adiabatice este  $p_c V_c^k = p_a V_a^k$ ,  $p_c = p_a \varepsilon^k$ . Pe de altă parte, pe evoluția izocoră  $c-y$  rezultă  $\pi = T_{max}/T_c$ ; cu relațiile anterioare se obține

$$p_{max} = p_a [1 + Q_i / (1 + \lambda L_{min}) c_v T_a \varepsilon^{k-1}] \cdot \varepsilon^k. \quad (3.5)$$

În fine, presiunea medie a ciclului ideal este  $p_{ia} = L_{ia}/V_s$  unde  $L_{ia} = \eta_t Q_i$  iar  $V_s = (1 + \lambda L_{min})/\rho_0$ , adică volumul fluidului motor pretins de arderea a 1 kg combustibil; deci

$$p_{ia} = \eta_t \cdot \rho_0 Q_i / (1 + \lambda L_{min}). \quad (3.6)$$

În tabela 3.1 se precizează influența raportului de comprimare asupra parametrilor și performanțelor principale ale ciclului\* determinate pentru

Tabela 3.1

Dependența de  $\varepsilon$  a unor parametri care caracterizează ciclul ideal cu ardere izocoră

Parametrul	4	8	12	16	20
$T_c$ [K]	482	640	756	851	932
$T_y$ [K]	4136	4295	4411	4506	4587
$T_u$ [K]	2342	1830	1592	1446	1343
$p_{max}$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	60	126	194	264	336
$\pi$	8,58	6,71	5,83	5,30	4,92
$p_{ia}$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	14,5	19,32	21,3	23	24
$\eta_t$	0,43	0,57	0,64	0,68	0,71
$\Delta \eta_t$ [%]	0	32	49	58	65

\*) Valorile din tabela 3.1 sînt de 2...3 ori mai mari decât cele reale, drept consecință a ipotezelor cu care se construiește ciclul ideal. Aici este esențială variația parametrilor cu  $\varepsilon$ .



$\lambda = 1$ ,  $T_0 = 273$  K,  $p_0 = 1$  daN/cm<sup>2</sup>,  $L_{mjn} = 15$  kg/kg. Concluzia fundamentală este că  $\eta_t$  crește cu  $\epsilon$ , ceea ce confirmă ideea că  $\eta_t$  trebuie să crească cu  $T_{max}$ . O a doua concluzie importantă este că, creșterea lui  $\eta_t$  este asimptotică (cînd  $\epsilon$  crește cu 4 unități,  $\Delta\eta_t$  crește cu 32% în intervalul 4...8 și cu 7% în intervalul 16...20), din care cauză mărirea lui  $\epsilon$  este cu deosebire interesantă pînă în jurul a 12 unități. A treia concluzie este că prin mărirea lui  $\epsilon$  crește lucrul mecanic specific al ciclului ( $p_{ia}$ ). A patra concluzie este că prin mărirea lui  $\epsilon$  crește sensibil  $p_{max}$ , ceea ce impune mărirea dimensiunilor organelor motorului sau îmbunătățirea calității materialelor. O altă concluzie importantă pentru practică este că temperatura la finele destinderei, prin urmare și temperatura gazelor de evacuare, scade cu mărirea lui  $\epsilon$ , adică este cu atît mai redusă cu cît gradul de destindere a fluidului motor este mai mare.

Creșterea randamentului termic și a lucrului mecanic specific cu  $\epsilon$  explică tendința de mărirea a lui  $\epsilon$  la MAS. În primele două decenii ale secolului nostru, la MAS,  $\epsilon$  era cuprins între 3 și 4 unități și era limitat de rezistența materialului. La începutul deceniului al treilea s-a încercat o sporire a lui  $\epsilon$ ; drept urmare, a apărut în motor un fenomen nou, necunoscut pînă atunci, care a primit denumirea de *detonație* (v. par. 5.3.) Fiind extrem de dăunător, el constituie principala limitare fizică a lui  $\epsilon$  la MAS. Cunoștințele obținute despre detonație au permis ca pînă la sfîrșitul deceniului al patrulea  $\epsilon$  să ajungă la 5 și 6 unități. În prezent, datorită progreselor realizate în cunoașterea și controlul detonației,  $\epsilon$  a ajuns curent la 8,5...9 unități. Este rațională utilizarea unor rapoarte de comprimare mai ridicate, la MAS, știind că  $\eta_t$  și  $p_{ia}$  cresc lent iar  $p_{max}$  se amplifică mult? Cercetările au arătat că mărirea lui  $\epsilon$  rămîne încă avantajoasă sub aspect economic, deoarece devine preponderentă acțiunea exercitată asupra fenomenelor fizico-chimice ale arderii (v. par. 5.5.3), deși efectul termodinamic al temperaturii scade în importanță.

**Aprinderea combustibilului** în contact cu aerul cald, comprimat în prealabil, reprezintă ideea fundamentală propusă de Rudolf Diesel în anul 1893, pentru un nou tip de motor, motorul care-i poartă numele. Aprinderea este posibilă numai dacă temperatura fluidului motor în momentul injectiei, pentru simplitate temperatura  $T_c$  la finele comprimării, atinge o valoare ridicată impusă de proprietățile combustibilului. Această valoare se atinge pentru un raport minim de comprimare, de aproximativ 12 unități. Pentru funcționarea stabilă a MAC-ului, temperatura aerului în momentul injectiei trebuie să depășească cu 200...300°C temperatura de aprindere. Pe de altă parte, aprinderea se desfășoară în timp și durata ei depinde tot de  $T_c$ . Motoarele pentru autovehicule pretind durate reduse de aprindere, cu atît mai mici cu cît turația este mai ridicată. Se sporește temperatura  $T_c$  numai dacă  $\epsilon > 12$  ( $\epsilon = 15...23$  la motoarele pentru autovehicule). Creșterea lui  $\epsilon$  conduce la presiuni maxime foarte mari, cu solicitări inacceptabile pentru piese, dacă arderea decurge instantaneu. Motorul diesel a devenit totuși realizabil deoarece principiul de funcționare include posibilitatea limitării presiunii maxime. R. Diesel a imaginat că combustibilul se aprinde și arde treptat pe măsură ce este injectat în cilindru, începînd din punctul mort interior, ceea ce face posibil să se conducă arderea la presiune constantă. Astfel, noul motor al lui Diesel încorporează nu numai un principiu nou de aprindere, dar și un ciclu nou, ciclul cu ardere izobară, care-i poartă numele. Ciclul ideal propus de Diesel (fig. 3.2, b) se deosebește de ciclul precedent prin aceea că evoluția izocoră  $cy$  se transformă în evoluția izobară  $cy'$  iar  $p_{max} = p_c$ .

Principial, randamentul ciclului cu ardere izobară este mai mic decît al ciclului cu ardere izocoră, deoarece aportul de căldură sau căldura degajată prin ardere servește simultan pentru creșterea energiei interne a gazelor  $\Delta U_{cy'}$  și pentru producerea de lucru mecanic  $L_{cy'}$ . Pentru 1 kg de combustibil rezultă  $Q_i = (1 + \lambda L_{min})c_v(T_{y'} - T_c) + (1 + \lambda L_{min})p_c(V_{y'} - V_c)$ . Știind că  $p_c(V_{y'} - V_c) = (1 + \lambda L_{min})R(T_{y'} - T_c)$  și că  $c_v + R = c_p$ , rezultă  $Q_i = (1 + \lambda L_{min})c_p(T_{y'} - T_c)$  sau

$$T_{max} = T_c + Q_i / (1 + \lambda L_{min}) c_p, \quad (3.7)$$

unde  $T_{max} = T_{y'}$ . În comparație cu ciclul cu ardere izocoră, ciclul cu ardere izobară atinge temperaturi maxime mai mici și deci randamente mai reduse din două motive: 1) în expresia (3.7) față de (3.1) apare  $c_p = kc_v = 1,41c_v$ , datorită arderii izobare; 2) la motorul diesel, principiul de formare a amestecului și ardere pretinde un exces important de aer,  $\lambda > 1$ . De aceea, comparația între cele două cicluri se va efectua în condiții distincte, apropiate de cele reale și anume: pentru ciclul cu ardere izocoră se menține condiția  $\lambda = 1$ , dar pentru ciclul cu ardere izobară se admite  $\lambda = 1,5$ . Expresia randamentului devine  $\eta_t = 1 - Q_{ex}/Q_i = 1 - (1 + \lambda L_{min}) \cdot c_v(T_u - T_a) / (1 + \lambda L_{min})c_p(T_{y'} - T_c) = 1 - (T_u - T_a) / k(T_{y'} - T_c)$ .

Temperatura  $T_u$  rezultă din legea adiabatei  $T_u V_u^{k-1} = T_{y'} V_{y'}^{k-1} = T_{y'} (V_{y'} \cdot V_c / V_c)^{k-1}$  sau  $T_u = T_{y'} [(V_{y'}/V_c)(V_c/V_u)]^{k-1}$ . Cu notațiile din figura 3.2, b,  $T_u = T_{y'} (\delta_p/\epsilon)^{k-1}$ ;  $T_{y'}/T_c = V_{y'}/V_c$  sau  $T_{y'} = T_c \cdot \delta_p = T_a \epsilon^{k-1} \delta_p$ , de unde

$$T_u = T_a \delta_p^k \quad (3.8)$$

iar, pe baza relațiilor (3.7) și (3.2) rezultă

$$\delta_p = 1 + Q_i / (1 + \lambda L_{min}) c_p T_0 \epsilon^{k-1}. \quad (3.9)$$

unde  $\delta_p$  se numește *raport de destindere prealabilă* și scade cu creșterea lui  $\lambda$ .

Substituind temperaturile în expresia lui  $\eta_t$  se obține:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\delta_p^k - 1}{k(\delta_p - 1)}, \quad (3.10)$$

relație care arată că  $\epsilon$  influențează randamentul termic în același mod ca în ciclul cu ardere izocoră, dar că efectul lui este micșorat, deoarece  $\delta_p > 1$ . Dacă  $\lambda$  crește de la 1 la 1,5 rezultă o reducere a lui  $\delta_p$  de la 3,93 la 3,0 pentru  $\epsilon = 16$ , ceea ce sporește randamentul cu 6,7%.

În tabela 3.2 se arată dependența de  $\epsilon$  a principalilor parametri și indici ai ciclului cu ardere izobară. Se observă, în primul rînd, că temperatura maximă din ciclu este aproximativ 1/2 din  $T_{max}$  atinsă în ciclul cu ardere izocoră, din care cauză și randamentul este cu aproximativ 30% mai mic; lucrul mecanic specific ( $p_{ia}$ ) se reduce aproximativ cu 50%, ceea ce se explică atît prin efectul randamentului cît și prin efectul excesului de aer (relația 3.6, aceeași și pentru ciclul cu ardere izobară). Se reține, în fine, că temperatura  $T_u$ , deci și temperatura de evacuare a gazelor este mai mică în acest ciclu. Această realitate este însă consecința directă a excesului de aer din amestec ( $\lambda = 1,5$ ).



Tabela 3.2

Dependența de  $\varepsilon$  a unor parametri care caracterizează ciclul ideal cu ardere izobară

Parametrul	4	8	12	16	20
$T_c$ [K]	482	640	756	851	932
$T_{y'}$ [K]	2255	2413	2529	2624	2705
$T_u$ [K]	—	1772	1496	1335	1225
$p_{max} = p_c$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	7,0	18,7	33,2	49,8	68,0
$\delta_p$	—	3,77	3,34	3,08	2,90
$p_{ia}$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	—	9,38	11,95	13,36	14,53
$\eta_t$	—	0,40	0,51	0,57	0,62

Motoarele cu aprindere prin comprimare care echipează autovehiculele moderne, funcționează după un ciclu diferit de ciclul Diesel. O schematizare simplă a arderii (fig. 3.3) duce la un ciclu ideal (ciclul Seiliger), cu ardere mixtă, parțial izocoră ( $c - y$ ), parțial izobară ( $y - y'$ ). Aceste motoare funcționează după principiul lui Diesel, de aprindere a combustibilului, dar nu respectă ciclul ideal propus de el. Astfel se explică cele două denumiri pe care le poartă: motoare diesel sau motoare cu aprindere prin comprimare. În ciclul cu ardere mixtă, se apelează la doi parametri pentru caracterizarea schematizării,  $\pi$  și  $\delta_p$ , care iau valori intermediare:  $1 < \pi_{mixt} < \pi_{izocor}$ ;  $1 < \delta_{p mixt} < \delta_{p izobar}$ . Randamentul ciclului cu ardere mixtă are expresia:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\pi \delta_p^k - 1}{(\pi - 1) + k\pi(\delta_p - 1)}, \quad (3.11)$$

care prin particularizare dă relațiile (3.4) sau (3.10).

Variația randamentului cu  $\varepsilon$ , comparativ pentru cele trei cicluri se arată în figura 3.4 (pentru curbele 2,3 —  $\lambda = 1,5$ ). Totodată se definesc domeniile

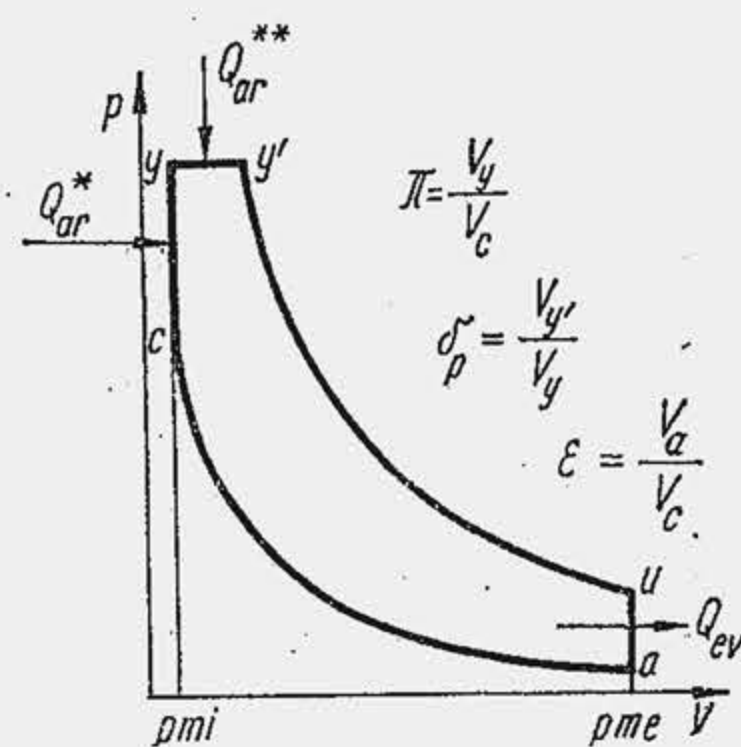


Fig. 3.3. Ciclul teoretic al MAC-ului cu aprindere prin comprimare, cu ardere mixtă.

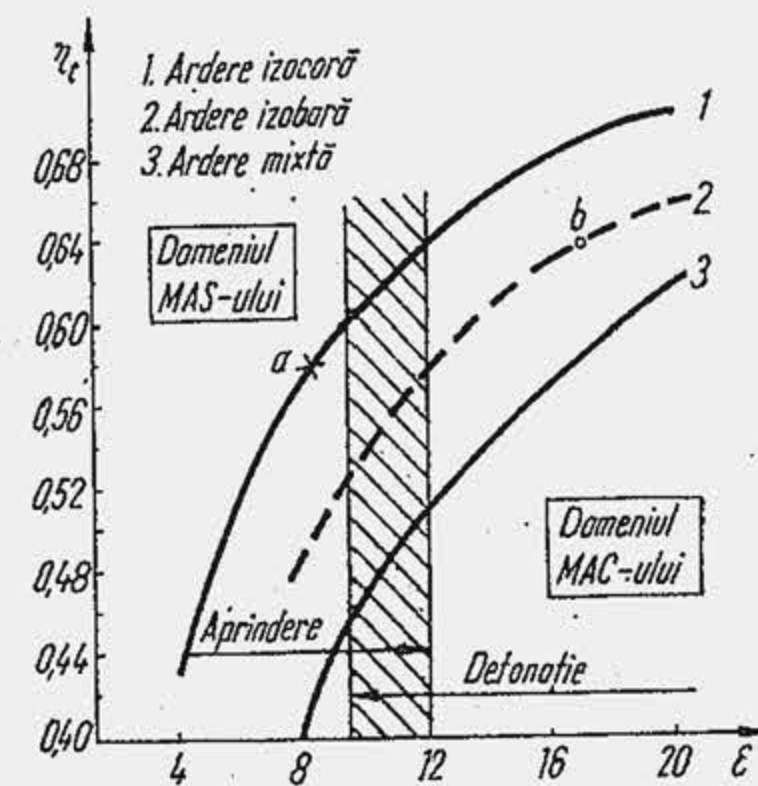


Fig. 3.4. Variația randamentului cu raportul de comprimare pentru ciclurile teoretice:

1 — ciclul MAS; 2 — ciclul MAC; 3 — ciclul diesel.

caracteristice fiecărei clase de motoare. MAS-ul tinde să se apropie de rapoartele de comprimare ale MAC-ului pentru a funcționa cu  $\eta_t$  mare, dar este limitat de defonție; MAC-ul tinde să se apropie de rapoartele de comprimare ale MAS-ului pentru a funcționa cu  $p_{max}$  redus, dar este limitat de aprinderea combustibilului. Progresele din ultimele două decenii în cunoașterea fenomenelor de aprindere și defonție, în domeniul realizărilor tehnice privind combustibilul și camera de ardere, au apropiat mult domeniile celor două clase de motoare.

Diferențele care se mențin încă arată că atunci când se compară cele două clase de motoare trebuie să se aibă în vedere că ele funcționează cu rapoarte de comprimare diferite, după cicluri diferite, cu coeficienți de dozaj ai aerului de ardere diferiți. Ca urmare, un MAS (punctul  $a$ ) are randamentul mai mic decât un MAC (punctul  $b$ ), deci consumuri specifice de combustibil mai mari, pentru că utilizează un raport de comprimare mai redus, dar va fi un motor mai ușor pentru că are cilindrul mai mică ( $\lambda = 1,0$ ) și atinge presiuni maxime mai mici. Dezideratul general rămâne însă în continuare de întrepătrundere a celor două domenii pentru a ridica economicitatea MAS-ului la nivelul MAC-ului și a reduce masa MAC-ului la nivelul MAS-ului.

**Mișcările fluidului motor**, generate în camera de ardere spre sfârșitul procesului de comprimare sînt hotărîtoare pentru reducerea timpului de formare a amestecului și a coeficientului de dozaj  $\lambda$ ; împreună cu mișcările generate în cursa de admisiune ele se tratează în capitolul 4.

### 3.2. INVESTIGAȚIA PROCESULUI DE COMPRIMARE

Diagrama de presiune reprezintă instrumentul principal de investigație. Cu ajutorul unui receptor de presiune (v. fig. 2.5) se înregistrează variația presiunii  $p$  în cilindru, în funcție de unghiul  $\alpha$  (fig. 3.5,  $a$ ).

Prin comprimare, lucrul mecanic efectuat de piston se transformă în energia internă a fluidului motor (denumit în această parte a ciclului amestec inițial, deoarece cuprinde fluidul proaspăt și gazele reziduale). Transformarea este influențată de două fenomene specifice: 1) pierderea de substanță, 2) schimbul de căldură. Scăpările de gaze sînt rezultatul imperfecțiunii etanșării segmentelor; se evaluează prin măsurarea presiunii în carter și a debitului de gaze din carter. Schimbul de căldură este rezultatul contactului dintre amestecul inițial (de temperatură  $T$ ) cu pereții, de temperatură medie  $\bar{T}_p$ , diferită de  $T$ . Procesul de comprimare are loc pe 1/2 din cursa de comprimare. Comprimarea începe din momentul ISA (punctul  $a'$ ) și durează pînă la declanșarea arderii care se produce cu avans față de  $p_{mi}$  (punctul  $d$ ) (fig. 3.5,  $a$ ).

Schimbul de căldură între amestecul inițial și mediul exterior se efectuează prin pereții cilindrului, chiulasei, capului de piston. Exceptînd regimul de pornire la rece, la începutul comprimării, amestecul inițial are o temperatură inferioară temperaturii pereților, de aceea, el primește căldura  $(Q_p)_{a'x}$ ; spre sfârșitul procesului de comprimare, temperatura amestecului inițial devine mai mare decât temperatura  $\bar{T}_p$  din care cauză el pierde căldura  $(Q_p)_{xa}$ . La momentul  $x$  (fig. 3.5,  $b$ ) are loc condiția  $(Q_p)_{a'x} = (Q_p)_{xa}$ . Procesul este aparent adiabatic ( $\Sigma Q_p = 0$ ); nu este adiabatic în sens termodinamic, adică fără schimb de căldură. Sensul și intensitatea schimbului de



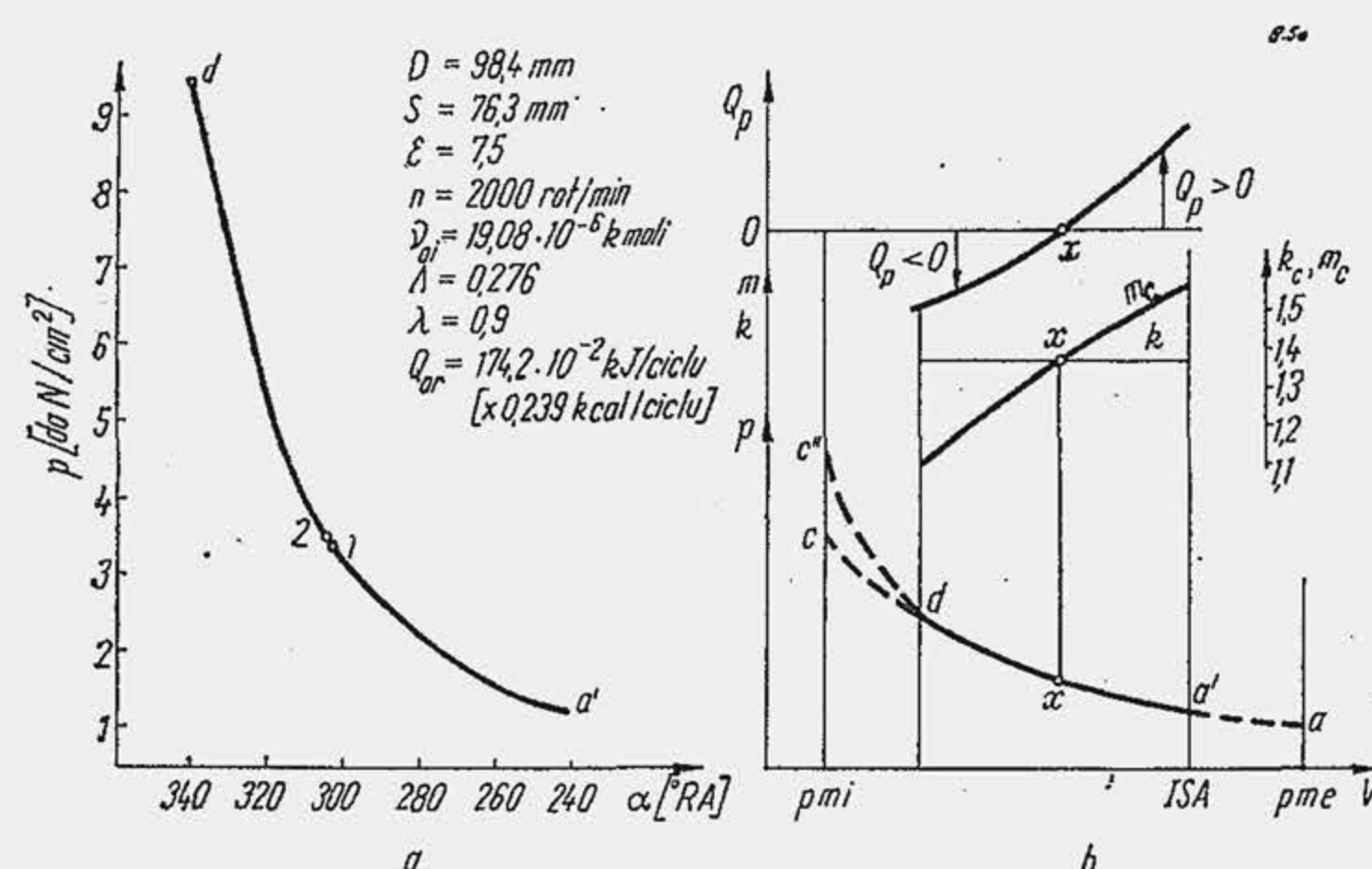


Fig. 3.5. Variația unor mărimi caracteristice procesului de comprimare, în funcție de  $\alpha(a)$  și  $V(b)$ .

căldură se evaluează prin intermediul valorilor momentane, ale exponentului adiabatic și politropic. Exponentul adiabatic,  $k = 1 + \text{const.}/C_v(T)$ , (v. rel. 4.61), se micșorează în procesul de comprimare întrucât  $C_v$  crește cu  $T$  (fig. 3.5, b). Exponentul adiabatic în comprimare se determină cu următoarele relații (cu erori sub 1%) ținând seama de compoziția fluidului motor\*

$$\text{— aer: } k = 1,434 - T/10^4 \quad (3.13)$$

$$\text{— fluid proaspăt: } k = 1,627 - 64,7 \cdot 10^{-3} T^{0,25} + 0,06(\lambda - 1) \quad (3.13^*)$$

Exponentul politropic momentan se determină din diagrama  $p(\alpha)$  scriind legea politropei pentru două puncte învecinate 1 și 2 (fig. 3.5, a), pentru un interval  $\Delta\alpha = 1 \dots 3^\circ \text{RA}$ , adică  $p_1 V_1^m = p_2 V_2^m$ , de unde:

$$m = \lg(p_2/p_1) / \lg(V_1/V_2). \quad (3.14)$$

Se observă (fig. 3.5, b) că la începutul comprimării  $m > k$ , adică  $Q_p > 0$ ; la sfârșitul comprimării  $m < k$  adică  $Q_p < 0$ . Se știe că în evoluțiile de comprimare  $m$  variază în limitele  $0 \leq m \leq \infty$ ; evoluțiile în care  $0 \leq m \leq k$ , au loc cu cedare de căldură; evoluțiile în care  $k \leq m \leq \infty$  au loc cu aport de căldură.

Schimbul de căldură se evaluează la proiectare, când nu se cunosc toate particularitățile constructive ale motorului, pe baza exponentului mediu politropic al comprimării,  $m_c$ , definit pe intervalul  $a - c$  sau  $a' - d$  de relația

$$m_c = \lg(p_d/p_{a'}) / \lg(V_{a'}/V_a). \quad (3.15)$$

Relația (3.15) servește totodată în cercetare pentru culegerea informațiilor despre valorile lui  $m_c$  pe baza diagramei  $p(\alpha)$ .

Schimbul de căldură dintre fluidul motor (amestec inițial) și perete, în comprimare, se determină pe baza ecuației diferențiale a bilanțului energetic al fluidului motor

$$dQ_p = dU_{ai} + dL [\text{kJ}]; \quad dQ_p = dU_{ai} + \lambda dL [\text{kcal}], \quad (3.16)$$

\*) Benzina din fluidul proaspăt s-a echivalat cu octanul.

unde  $Q_p$  este căldura momentană schimbată cu pereții (negativă, când este cedată de fluidul motor);  $U_{ai}$  — energia internă momentană a amestecului inițial;  $L$  — lucrul mecanic momentan efectuat de piston (pozitiv, când este efectuat de fluidul motor). Se admite că amestecul inițial este inert chimic, de masă invariabilă. Ecuația diferențială (3.16) se integrează pe evoluția  $a-d$ ; întrucât nu are soluții analitice se apelează la o metodă numerică. În acest scop se scrie viteza de variație a mărimilor elementare, prin împărțirea ecuației diferențiale (3.16) cu unghiul elementar  $d\alpha$  după care se trece la diferențe finite

$$\frac{\Delta Q_p}{\Delta\alpha} = \frac{\Delta U_{ai}}{\Delta\alpha} + \frac{\Delta L}{\Delta\alpha}, \quad (3.17)$$

unde  $\Delta\alpha$  reprezintă „pasul” de integrare. Se notează capetele intervalului cu  $\alpha_i$  și  $\alpha_{i+1}$  și se alege pasul  $\Delta\alpha = \alpha_{i+1} - \alpha_i = 1 \dots 3^\circ \text{RA}$ . Știind că  $dL = p dV$  se obține:

$$\Delta L / \Delta\alpha [\text{kJ}/^\circ \text{RA}] = 0,1(p_{i+1} + p_i) (1/2) (V_{i+1} - V_i) / \Delta\alpha, \quad (3.18)$$

unde  $p$  este în daN/cm<sup>2</sup> și  $V$  în dm<sup>3</sup> (v. Anexa 2). Presiunea  $p$  se citește pe diagrama experimentală iar  $V$  se calculează cu relația (10.10). Variația elementară de energie internă este, prin definiție  $dU_{ai} = v_{ai} C_{vai} dT$ , unde  $v_{ai}$  este numărul de kilomoli de amestec inițial, iar  $C_{vai}$  — căldura specifică reală a amestecului inițial (v. par. 4.5). Diferența de temperatură  $\Delta T = T_{i+1} - T_i$  se determină pe baza ecuației de stare  $pV = v_{ai} RT$  astfel că se obține:

$$\Delta U / \Delta\alpha [\text{kJ}/^\circ \text{RA}] = 0,1(C_{vai}/R) (p_{i+1} V_{i+1} - p_i V_i) / \Delta\alpha, \quad (3.19)$$

unde  $C_{vai}$  și  $R$  sînt în kJ/kmolK,  $p$  în daN/cm<sup>2</sup>;  $V$  în dm<sup>3</sup> (v. Anexa 2).

Relația (3.17) se transcrie și sub forma (7.1\*), în care se substituie  $k$  din (3.13) și (3.13\*).

**Exemplul numeric 3.1.** Să se calculeze viteza transferului de căldură în comprimare, la motorul cu caracteristicile din figura 3.5, a. Din diagrama de presiune se citește:  $p_{333^\circ} = 7,9 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_{335^\circ} = 8,3 \text{ daN/cm}^2$ .

**R.** Cu relația (10.10) se calculează  $V_{333^\circ} = 129,14 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3$  și  $V_{335^\circ} = 123,6 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3$ . Din relația (3.18) rezultă  $\Delta L / \Delta\alpha = 0,1(8,3 + 7,9)(123,6 - 129,14) / 2 \cdot 2 = -2,24 [\text{kJ}/^\circ \text{RA}]$  sau  $\Delta L / \Delta\alpha = -2,24 / 4,185 = -0,535 \text{ kcal}/^\circ \text{RA}$ . Din ecuația de stare ( $pV = v RT$ ) rezultă temperatura  $T_{335^\circ} = 8,3 \cdot 10^5 \cdot 123,6 \cdot 10^{-6} / 8,314 \cdot 10^3 \cdot 19,08 \cdot 10^{-6} = 646 \text{ K}$  și  $T_{333^\circ} = 642 \text{ K}$ . Căldura specifică reală pentru amestec inițial, la  $T = 644 \text{ K}$  și  $\lambda = 0,9$  este  $C_v = 28,081 \text{ kJ/kmol K}$  ( $= 6,710 \text{ kcal/kmol K}$ ). Din relația (3.19) rezultă  $\Delta U / \Delta\alpha = 0,1(28,081 / 8,314)(8,3 \cdot 123,6 - 7,9 \cdot 129,14) / 2 = 0,957 [\text{kJ}/^\circ \text{RA}]$  (sau  $0,228 \text{ kcal}/^\circ \text{RA}$ ). Viteza unghiulară de transfer este  $\Delta Q_p / \Delta\alpha = 0,957 - 2,24 = -1,283 [\text{kJ}/^\circ \text{RA}] = 0,306 [\text{kcal}/^\circ \text{RA}]$ .

Căldura elementară  $dQ_p$ , schimbată de fluidul motor cu pereții este

$$dQ_p = v_{ai} C_{poi} dT, \quad (3.20)$$

unde  $C_{poi}$  este căldura specifică molară pe o evoluție de exponent politropic  $m$ . Dacă  $m_c$  este exponentul mediu politropic, atunci  $C_{poi} = \bar{C}_{vai}(m_c -$



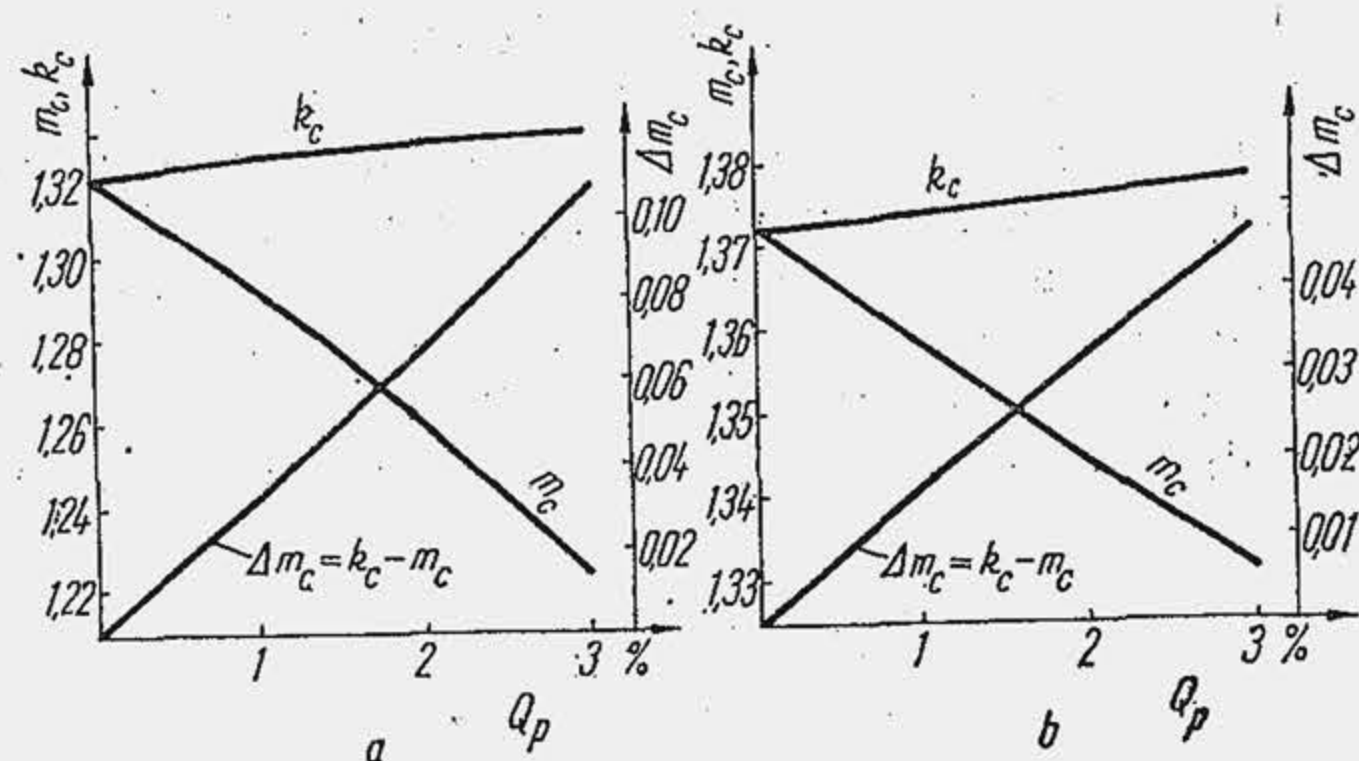


Fig. 3.6. Variația exponenților adiabatic și politropic cu căldura transferată la perete:

a — MAS ( $\varepsilon = 8$ ); b — MAC ( $\varepsilon = 17$ ).

—  $k_c$ )/( $m_c - 1$ ), iar căldura schimbată pe evoluția  $a' - d$  se obține prin integrare și este

$$Q_p = v_{ai} C_{vai} (T_a - T_{a'}) (m_c - k_c) / (m_c - 1). \quad (3.21)$$

Relația (3.21) servește fie pentru calculul lui  $m_c$ , fie pentru calculul lui  $Q_p$ .

**Exemplul numeric 3.2.** Să se determine exponentul politropic mediu al evoluției de comprimare pentru motorul cu caracteristicile arătate în figura 3.5, a.

**R.** Prin intermediul relației (3.17) s-a determinat căldura pierdută pe intervalul  $a'd$  care reprezintă — 1,1% din căldura disponibilă pe ciclu  $Q_{dis}$ . Din diagrama de presiune se citește  $p_{a'} = 1,35 \text{ daN/cm}^2$  ( $\alpha_{a'} = 240^\circ \text{RA}$ );  $p_d = 10,44 \text{ daN/cm}^2$  ( $\alpha_d = 340^\circ \text{RA}$ ). Aplicând formula (10.10) rezultă  $V_{a'} = 554,2 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3$ ;  $V_d = 111,4 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3$ . Din ecuația de stare a gazelor ( $pV = \nu RT$ ) rezultă  $T_{a'} = 1,35 \cdot 10^5 \cdot 554,2 \cdot 10^{-6} / 8314 \cdot 19,08 \cdot 10^{-6} = 472 \text{ K}$ ; analog  $T_d = 663 \text{ K}$ . Temperatura medie pe evoluție este  $\bar{T} = 567 \text{ K}$  pentru care se obține  $\bar{C}_p = 27,08 \text{ kJ/kmolK}$  (fluid proaspăt cu  $\lambda = 0,9$ ) iar  $k_c = 1 + 8,314/27,08 = 1,307$ . Din relația (3.21) rezultă:  $m_c - k_c = \Delta m_c = -0,011 \cdot 1,742 \cdot (m_c - 1) / 19,08 \cdot 10^{-6} \cdot 27,08 \cdot (663 - 472) = -0,0416$ , de unde  $m_c = 1,3070 - 0,0416 = 1,265$ . Dacă se aplică relația (3.15) se obține:  $m_c = \lg(10,44/1,35) / \lg(554,2/111,4) = 1,275$ .

S-a evaluat influența schimbului de căldură, în procente ( $f_c\%$ ) din căldura disponibilă  $Q_{dis}$ , asupra exponentului politropic mediu din comprimare. Ținând seama că  $T_c = T_a \varepsilon^{m_c - 1}$ , relația (3.21) se transformă într-o ecuație transcendentă în  $m_c$ .

S-a admis că  $Q_{dis}$  este căldura disponibilă prin arderea unui kilogram de combustibil (la MAS,  $\lambda = 0,9$ , iar  $Q_{dis} = 37\,749 \text{ kJ/kg}$ , arderea fiind incompletă; la MAC  $\lambda = 1,5$ , iar  $Q_{dis} = Q_i = 41\,850 \text{ kJ/kg}$ ). Rezultatele sînt arătate în figura 3.6. La calculul comprimării se alege adesea  $k_c = 1,41$  (pentru aer la  $T_0 = 273^\circ \text{C}$ ) sau se alege  $m_c$  prin comparație cu 1,41. Se observă că simplificarea nu este justificată. La MAS, combustibilul din amestecul inițial reduce sensibil valoarea medie a exponentului adiabatic  $k_c$  și prin urmare,  $m_c$  trebuie raportat la el. Pentru  $f_c = 3\%$ , diferența  $|m_c - k_c| = \Delta m_c$  este de 0,106 la MAS și de numai 0,0471 la MAC, în primul caz  $\Delta m_c$  se raportează la  $k_c = 1,33$  și reprezintă 8%, în al doilea caz, ea se raportează la  $k_c = 1,378$  și reprezintă 3,4%. Când pierderile de căldură reprezintă 3% din  $Q_{dis}$  pre-

siunea și temperatura la finele comprimării scad cu 18% la MAS și cu 11% la MAC (fig. 3.7) ceea ce influențează sensibil aprinderea combustibilului. La motoarele rapide, în regim nominal, temperatura medie în comprimare (v. rel. 3.44) este mai mică decît temperatura medie a suprafețelor calde (v. rel. 3.33), din care cauză, rezultă frecvent  $Q_p > 0$  sau  $\Delta m_c > 0$ , adică  $m_c > k_c$ . Însă, la sarcini și turații reduse  $m_c < k_c$  (v. Exemplul numeric 3.2).

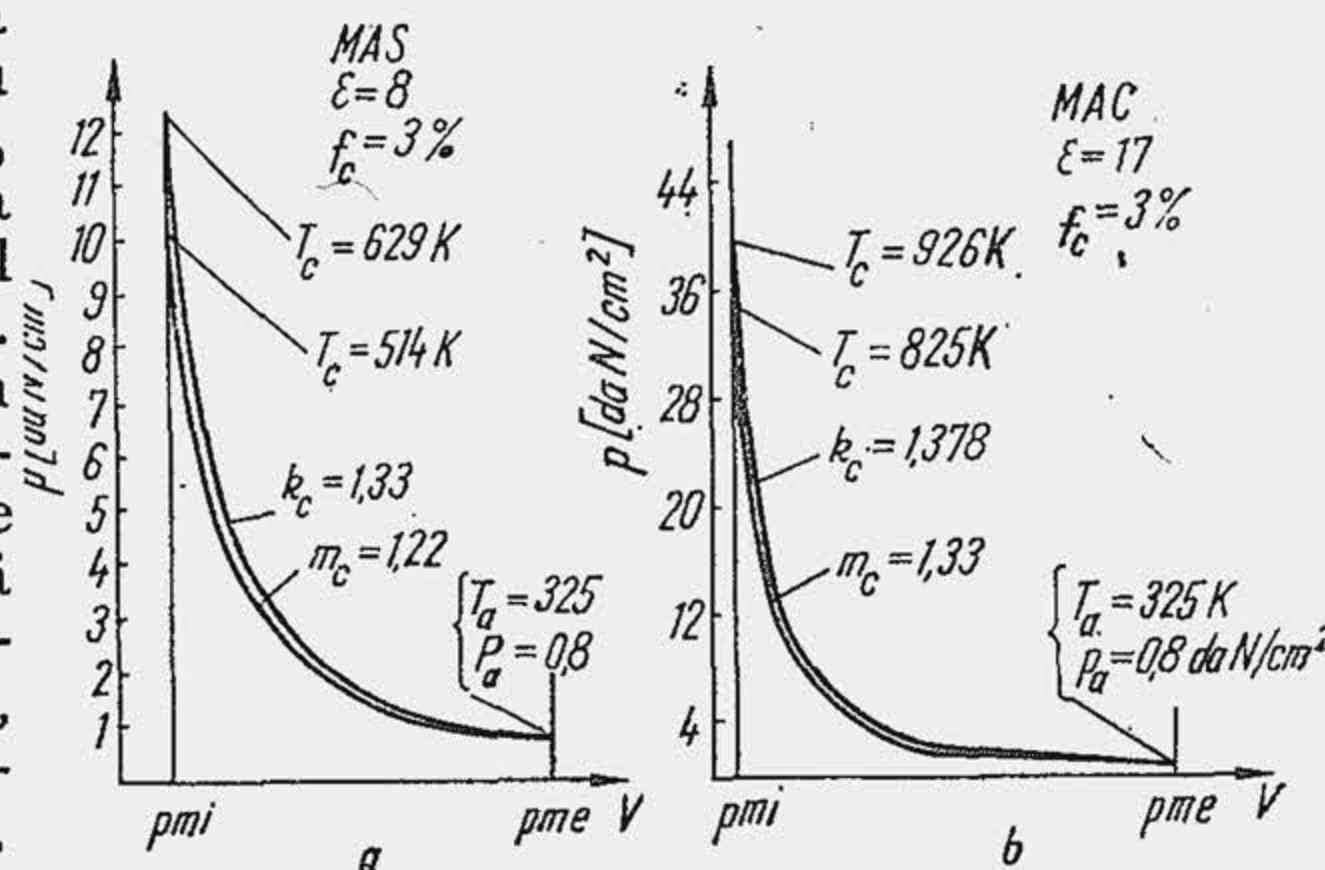


Fig. 3.7. Variația presiunii în cursa de comprimare.

### 3.3. INFLUENȚE ASUPRA PROCESULUI DE COMPRIMARE

*Turația* exercită o influență importantă în primul rînd prin factorul timp. Ecuația diferențiată de schimb convectiv de căldură este

$$dQ_p = C_c A \Delta T d\tau \quad (3.22)$$

unde  $C_c$  este coeficientul de convecție în  $\text{kJ/m}^2 \text{ hK}$  ( $\text{kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{K}$ );  $A$  — aria instantanee de schimb de căldură;  $\Delta T = T - \bar{T}_p$  — diferența dintre temperatura momentană a fluidului motor  $T$  și temperatura medie a peretelui  $\bar{T}_p$ . Diferențiind relația (1.5) se obține  $d\tau = d\alpha / 6n$  [s] sau  $d\tau = d\alpha / 6 \cdot 3\,600 n$  [h], iar (3.22) devine

$$dQ_p = C_c A \Delta T d\alpha / 21\,600 n \quad (3.23)$$

sau, cu valori medii pe intervalul de comprimare

$$Q_p = \bar{C}_c \bar{A} (T - \bar{T}_p) \Delta \alpha_{a'd} / 21\,600 n. \quad (3.23^*)$$

Relația (3.23\*) arată că  $Q_p^*$  este proporțional cu  $\Delta \alpha_{a'd}$  care, la motoarele de autovehicule variază în limite restrînse; ea arată explicit că  $Q_p$  este invers proporțional cu turația, mărirea turației reduce timpul de contact gaz-perete, procesul se apropie de o adiabată,  $m_c \rightarrow k_c$ . Dependența  $Q_p(n)$  sau  $m_c(n)$  este mai complexă, deoarece coeficientul de convecție  $C_c$  este la rîndul lui o funcție de turație și anume crește cu turația (v. par. 3.4). Efectul global este de aproximativ  $Q_p \sim 1/n^{0.2}$ . Influența lui  $n$  este foarte mare cînd se trece de la turația de regim nominal ( $n_N$ ) la turația de mers în gol sau la turația de pornire ( $n_p$ ). În ultimul caz turația scade în raportul 1:(20...50) ceea ce implică pierderile de căldură, aproximativ în raportul  $(n_N/n_p)^{0.2} = (40/1)^{0.2} = 2,1$ . De aceea, valoarea minimă a turației  $n_p$  este limitată.

*Temperatura peretilor* ( $\bar{T}_p$ ) determinată de regimul termic al motorului, exercită la rîndul ei o influență complexă. Se observă că  $T_p$  depinde în pri-

\* *Observație:* în ecuația transferului convectiv de căldură (3.23\*),  $Q_p > 0$  cînd se cedează mediului exterior; în ecuația de bilanț energetic al fluidului motor (3.16), uzual, convenția este opusă, adică  $Q_p < 0$ , cînd se cedează mediului exterior. Cînd se operează substituția, trebuie să se țină seama de semne.



mul rînd de tipul și nivelul răcirii. Temperatura  $\bar{T}_p$  este mai mare la motorul răcit cu aer, deci  $Q_p$  scade. Un rol deosebit îl are temperatura  $T_p$  la pornirea motorului rece. Pe timp de iarnă  $\bar{T}_p$  coboară sub  $0^\circ\text{C}$ ; dacă se adaugă efectul suplimentar al turației reduse de pornire,  $Q_p$  crește în asemenea măsură încît  $m_c \rightarrow 1$ , ceea ce elimină practic efectul de comprimare prealabilă. Ca urmare, pornirea motorului rece devine imposibilă (mai ales la MAC) dacă nu se prevăd măsuri speciale (v. cap. 23).

Suprafața de schimb de căldură,  $A$ , amplifică pierderile de căldură, în valoare absolută, ceea ce este de înțeles. Dimensional se poate scrie că  $A \sim (V)^{2/3}$  (mai simplu  $\bar{A} \sim V_s^{2/3}$ ).

Arhitectura camerei de ardere intensifică pierderile de căldură prin perete atunci cînd generează mișcări ale fluidului motor, spre finele cursei de comprimare. Camerele de ardere care produc mișcări intense creează dificultăți suplimentare la pornirea motorului rece.

### 3.4. CALCULUL TRANSFERULUI CONVECTIV DE CĂLDURĂ

Schimbul de căldură cu pereții se calculează pe baza ecuației diferențiale (3.23), care presupune însă cunoașterea coeficientului de convecție. Există în prezent mai multe relații pentru calculul coeficientului de convecție [5], dar nici una nu dă satisfacție deplină. Pentru prima dată coeficientul de convecție a fost exprimat de W. Nusselt sub forma relației (1), tabela 3.3,

Tabela 3.3

Relații pentru coeficientul de convecție

Relația <sup>1</sup>	Specificații	Autorul
$C_c = 4,14(1 + 1,24 \bar{W}_P) \sqrt[3]{p^2 T}$ (1)	—	W. Nusselt
$C_c = 4,14(2,45 + 0,185 \bar{W}_P) \sqrt[3]{p^2 T}$ (2)	—	N. R. Brillling
$C_c = \lambda \sqrt{\rho/\eta} \sqrt{\bar{W}_P/D}$ (3)	Motor diesel	A. A. Cirkov
$C_c = 87(1 + b) \frac{p^{0,7} \bar{W}_P^{0,7}}{T^{0,2} D^{0,3}}$ (4)	Motor diesel <sup>2</sup>	G. Sitkei
$C_c = 460 \frac{p^{0,8}}{T^{0,53} D^{0,2}} \left[ C_1 \bar{W}_P + C_2 V_s \left( \frac{T}{pV} \right)_{pme} (p - p^+) \right]^{0,8}$ (5)	Motor diesel <sup>3</sup>	G. Woschni
$C_c = 311 \frac{p^{0,8} (W_e)^{0,8}}{T^{0,546} L_c^{0,2}} B \left( \frac{L_{cpme}}{L_c} \right)^b$ (6)	Motoare pentru autovehicule <sup>4</sup>	B. Grünwald

<sup>1</sup> Unități de măsură:  $C_c$  în  $\text{kJ/m}^2\text{h K}$  ( $: 4,185 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{K}$ );  $p$  în  $\text{daN/cm}^2$ ;  $T$  în  $\text{K}$ ;  $\bar{W}_P$ ,  $W_e$  în  $\text{m/s}$ ;  $\lambda$  în  $\text{kJ/mh K}$ ;  $\rho$  în  $\text{kg/m}^3$ ;  $\eta$  în  $\text{Ns/m}^2$ ;  $D$  în  $\text{m}$ ;

<sup>2</sup>  $b = 0 \dots 0,15$  pentru camere de ardere unitare;  $b = 0,15 \dots 0,30$  pentru camere CSV;  $b = 0,25 \dots 0,40$  pentru camere CSP.

<sup>3</sup>  $C_1 = 6,18$  în cursele de admisiune și evacuare;  $C_1 = 2,28$  în cursele de comprimare și destindere;  $C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} \text{ m/s K}$  pentru camere unitare;  $C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3} \text{ m/s K}$  pentru camerele CSP ( $C_2 = 0$  numai în perioada arderii);  $T$ ,  $p$ ,  $V$  mărimi de stare în pme, la sfîrșitul cursei de admisiune;  $V_s$  = cilindrul, în aceleași unități cu  $V$ ;  $p^+$  în  $\text{daN/cm}^2$  este presiunea în cilindrul motorului antrenat la turația de funcționare, în cursa de destindere.

<sup>4</sup> Pentru  $W_e$ , determinat cu relația (3.32), rezultă  $B = 1,9$ ,  $b = 0,4$  (v. Exemplul numeric 3.3);  $L_c$ ,  $L_{cpme}$  în  $\text{m}$ , din relația (3.31).

valabilă pentru un gaz în nemișcare conținut într-un vas închis. În cilindrul motorului există însă mișcări intense, organizate sau (și) turbulente. În acest caz,  $C_c$  este invers proporțional cu temperatura, ceea ce pune în evidență anomalia formulei lui Nusselt sau a formulelor de tip Nusselt (relația 2). O soluție a problemei a fost propusă în 1962 [2], [10], adoptîndu-se o relație de forma  $Nu = c(\text{Re})^x(\text{Pr})^y$  ( $Nu$ ,  $\text{Re}$ ,  $\text{Pr}$  criteriile lui Nusselt, respectiv Reynolds și Prandtl) utilizată în general pentru transferul de căldură prin convecție la curgerea turbulentă a unui fluid prin conductă. Știind că  $Nu = C_c L/\lambda$  iar  $\text{Re} = WL/\nu$  rezultă \*

$$C_c = c(\lambda/\nu^x) W^x / L_c^{1-x}, \quad (3.24)$$

unde  $\lambda$  este conductibilitatea gazului,  $\nu$  — viscozitatea cinematică,  $L_c$  — lungimea caracteristică. Un grup de încercări a arătat ulterior că  $x = 0,8$ , deci este apropiat sau egal cu valoarea stabilită pentru conducte. La aplicarea relației (3.24) în cilindrul motorului se întîmpină dificultăți privind: 1) precizarea constantei de proporționalitate  $c$ ; 2) precizarea vitezei caracteristice  $W$ ; 3) precizarea lungimii caracteristice  $L_c$ . Autorul a evidențiat și o a patra dificultate: relația (3.24) dă satisfacție pentru regimul stabilizat de curgere din conductă; se știe însă că în regim nestabilizat, la intrarea fluidului în conductă, relația (3.24) se înmulțește cu un factor de corecție. Așadar, 4) precizarea factorului de instabilitate pentru relația (3.24).

Aplicarea relației (3.24) la cilindrul unui motor, în forma cea mai simplă, s-a făcut identificînd: 1) viteza caracteristică  $W$  cu viteza medie a pistonului  $\bar{W}_P$ ; 2) lungimea caracteristică  $L_c$  cu alezajul  $D$  (analogia dintre diametrul conductei și diametrul cilindrului — relațiile 3,4,5, tab. 3.3). Pentru constanta  $c$  se propun valori diferite, în funcție de tipul motorului, ceea ce arată că la confruntarea relației (3.24) cu experiența nu se obține o coincidență satisfăcătoare și este necesară, de fiecare dată, o altă corecție. O anomalie suplimentară a apărut la aplicarea relației (3.24) în comprimare și destindere. Dacă în destindere se obțin rezultate apropiate de experiență, în comprimare discrepanța este enormă (de exemplu,  $Q_{pac}$  determinat experimental pentru un motor — v. fig. 3,5,  $a$  — era de 2% din  $Q_{dis}$ ; cu relațiile 3,4,5\*\*, tab. 3.3 se obține 0,12%, adică de 16,6 ori mai puțin [7]).

Dificultățile provin din modul în care se face analogia între cilindrul motorului și conductă [1]. Diferențele fundamentale între cele două sisteme sînt determinate de 1) modul în care se organizează turbulența în cilindru; 2) geometria variabilă a cilindrului; 3) regimul nepermanent de transfer de căldură (amortizarea mișcărilor induse în cilindru). Prezența în cilindrul motorului a unor pulsații turbulente de intensitate ridicată, evidențiate în parte în ultimii ani prin măsurători directe, dă procesului de schimb de căldură prin convecție din cilindrul motorului caracterul unui proces de transfer turbulent. Se consideră că schimbul de căldură din cilindru este identic cu cel din conductă cînd intensitatea și scara pulsațiilor turbulente în cele două sisteme este aceeași.

\*  $\text{Pr} = \nu/a$  —  $a$  fiind coeficientul de difuzibilitate termică, adică  $a = \lambda/c_p \rho$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]; rezultă  $\text{Pr} = \eta c_p / \lambda$ . Pentru gaze biatomice  $\text{Pr} = 0,72$ , pentru gaze triatomice  $\text{Pr} = 0,8$  și este practic independent de temperatură. Întrucît  $y \simeq 0,25 \dots 0,33$  rezultă  $(\text{Pr})^y \simeq 1$  și se elimină din relația (3.24).

\*\* În relația (5) al doilea termen din paranteza dreaptă reprezintă un termen cu caracter formal, de tip empiric, care ilustrează influența arderii asupra coeficientului  $C_c$ , variază în cursa de destindere și reprezintă, în medie 30...60% din valoarea primului termen ( $C_1 \bar{W}_P$ ).



Sursa principală de turbulență din cilindru este mișcarea gazului prin orificiul oferit de supapa de admisiune (v. par. 4.3.2). Deci intensitatea turbulenței generate în cursa de admisiune este proporțională cu viteza  $W_{sa}$ . Relațiile criteriale din conducte nu sînt scrise în funcție de intensitatea turbulenței, de aceea nici aplicarea lor în motor nu poate fi făcută ca atare. Astfel, viteza echivalentă  $W_e$  a mișcărilor din cilindru se determină în ipoteza că energia cinetică a acestor mișcări este aceeași cu energia cinetică a mișcărilor induse, adică  $mW_e^2/2 = \Sigma m_k W_k^2/2$ , cînd există  $k$  surse de mișcare. În forma cea mai simplă  $k = 1$ , iar  $m_{fp} W_e^2/2 = \bar{E}_a$ , unde  $\bar{E}_a$  este energia cinetică medie a fluidului proaspăt ( $m_{fp}$ ), indusă în cilindru în cursa de admisiune. Energia cinetică  $\bar{E}_a$  se determină simplu dacă se admite: 1) că fluidul proaspăt curge prin orificiul oferit de supapă cu o viteză medie  $\bar{W}_{sa}$  (definită de una din relațiile 2.53, 2.55, 2.55\*); 2) că ea se amortizează parțial pînă la închiderea supapei de admisiune, momentul  $\alpha_{ISA}$  pe ciclu. Se notează cu  $r_a$  factorul mediu de reducere a vitezei prin efect de amortizare în procesul de admisiune și se obține  $\bar{E}_a = m_{fp}(\bar{r}_a \bar{W}_{sa}^2)/2$ , care definește o viteză medie echivalentă  $\bar{W}_{ea}$  în cursa de admisiune  $\bar{W}_{ea} = \bar{r}_a \bar{W}_{sa}$ . După închiderea supapei de admisiune, presupunînd că nu mai intervin alte surse de mișcare, viteza echivalentă devine  $W_e = r \bar{W}_{ea}$ ,  $r$  fiind factorul momentan de reducere a vitezei pentru restul ciclului.

Dacă analogia este condusă corect se poate adopta integral formula de transfer din conducte. Această idee a fost dezvoltată de autor. Folosind relația generală de transfer de căldură prin conducte

$$Nu = 0,023 (Re)^{0,8}, \quad (3.25)$$

se elimină problema coeficientului de proporționalitate ( $c = 0,023$ ). Apoi relația (3.25) se corectează cu un factor de instabilitate și se obține

$$C_c = 0,023 \frac{\lambda}{v^{0,8}} \frac{W_e^{0,8}}{L_c^{0,2}} f_{in}. \quad (3.26)$$

Se știe că  $\lambda \sim T^b \cdot \eta \sim T^c$  ( $\eta$  — viscozitatea dinamică),  $v = \eta/\rho$  sau  $v \sim T^{1+c}/\rho$ . Din [5] rezultă, pentru un interval de 2 000 K:

$$\lambda [\text{kJ/mhK}] = 130 \cdot 10^{-5} T^{0,75} [ : 4,185 \text{ kcal/mhK}], \quad (3.27)$$

$$\eta [\text{daNs/m}^2] = 5,87 \cdot 10^{-8} T^{0,62} [ : 0,981 \text{ kgfs/m}^2], \quad (3.28)$$

$$v [\text{m}^2/\text{s}] = 1,69 \cdot 10^{-9} T^{1,562}/\rho, \quad (3.29)$$

unde  $p$  este în  $\text{daN/cm}^2$  ( $: 0,981 \text{ kgf/cm}^2$ ). Ca urmare relația (3.26) devine

$$C_c [\text{kJ/m}^2\text{hK}] = 311 \frac{p^{0,8} \bar{W}_e^{0,8}}{T^{0,546} L_c^{0,2}} f_{in} [ : 4,185 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{K}], \quad (3.30)$$

unde  $p$  este în  $\text{daN/cm}^2$ ,  $T$  în K,  $L_c$  în m,  $\bar{W}_e$  în m/s.

Cînd se face analogia dintre cilindru și conductă se admite curent (v. rel. 3, 4, 5, tab. 3.3)  $L_c = D$ , ceea ce rezultă din calculul diametrului echivalent al unei conducte:  $D_{ec} = 4A/P$  ( $A$  — aria secțiunii transversale;  $P$  — perimetrul udă), adică  $D_{ec} = 4(\pi D^2/4)/\pi D = D = L_c$ . Totuși cilindrul unui motor se deosebește de o conductă prin aceea că are o geometrie variabilă,

care rezultă prin deplasarea pistonului. Rezultă că, în fiecare moment, cilindrul trebuie asemănat cu o conductă cu alte particularități geometrice, adică o conductă cu un alt diametru echivalent or, egalitatea  $L_c = D$  nu satisface această cerință. De aceea, autorul a propus, pentru calculul lungimii  $L_c$  să se înlocuiască aria secțiunii transversale a cilindrului, cu aria secțiunii longitudinale. În cazul general al camerei de ardere cu cupă în piston sau chiulasă, lungimea caracteristică devine (v. fig. 10.4):

$$L_c = 4 \frac{Dl + D_c h_c}{2D + 2l + 2h_c} = 2 \frac{l + \delta h_c}{1 + (l + h_c)/D}, \quad (3.31)$$

unde  $l$  este precizat de relația (10.19). Cînd nu există cupă,  $\delta = 0$ , iar  $L_c = 2l/(1 + l/D)$ . Din relația (3.31) rezultă că  $L_c$  variază pe ciclu, scade la apropierea pistonului de  $p_{mi}$ . Într-un anumit sens, lungimea caracteristică se poate interpreta ca o mărime determinantă pentru scara maximă a turbulenței. În motorul cu ardere internă, scara turbulenței se micșorează inevitabil, odată cu apropierea pistonului de chiulasă, iar  $L_c$  trebuie să urmărească această modificare, ceea ce se obține prin relația propusă.

La întrebarea: în ce măsură viteza  $\bar{W}_e$  este mai reprezentativă decît viteza  $\bar{W}_p$ ? se răspunde că viteza  $\bar{W}_e$  este legată direct de sursa care generează turbulența, deci de particularitățile constructive ale organelor de distribuție, de pierderi; în plus  $\bar{W}_e$  diferă de  $\bar{W}_{sa}$  prin factorul de amortizare, variabil pe ciclu, ceea ce diferențiază principal condiția  $W_e = r(\bar{r}_a \bar{W}_{sa})$  de condiția uzuală  $W_e = \bar{W}_p$ . Apoi, trebuie adăugat că prin intermediul vitezei  $W_e$ , devine posibilă introducerea surselor suplimentare de mișcare din jurul  $p_{mi}$ ,  $W_e = ((2/m_{fp}) + \Sigma m_k W_k^2/2)^{0,5}$ . Întrucît în relația (2.55\*),  $\bar{W}_{sa} \sim n$ , rezultă că  $C_c \sim n^{0,8}$ , ceea ce justifică observația din paragraful precedent privind influența lui  $n$  asupra lui  $Q_p$ .

Pe baza măsurărilor efectuate într-un recipient cilindric în care s-a indus turbulență, s-a stabilit relația dintre lungimea caracteristică  $L_c$  și lungimea Kolmogorov  $l_k$  (v. par. 4.3.2.):  $L_c/l_k = 1,73 (Re)^{0,7}$ . Relația a fost dezvoltată de autor [3] pentru cilindrul motorului și a condus la o expresie generală pentru factorul de amortizare  $a$  a mișcării turbulente,  $W = W_0/a$ ,  $W_0$  fiind viteza la un moment inițial  $\tau_0$  sau  $\alpha_0$ . Inversul lui  $a$  reprezintă factorul de reducere a vitezei  $W = rW_0$ , definit de ecuația

$$r = \left( 1 + 18 \frac{\alpha - \alpha_0}{6n} \cdot \frac{v^{0,2}}{L_c^{1,2}} (rW_0)^{0,8} \right)^{-0,5}, \quad (3.32)$$

care este o ecuație transcendentă în  $r$ , rezolvabilă prin metodele analizei numerice. Cînd se aplică ecuația (3.32) în calculul „pas cu pas” al transferului de căldură pe ciclu se obține o simplificare, dacă la sfîrșitul fiecărui pas de calcul se introduce în membrul drept valoarea lui  $r$  de la sfîrșitul pasului precedent. Cînd pasul de calcul este de  $1...2^\circ\text{RA}$ , eroarea este neînsemnată, deoarece  $r$  se modifică în limitele a  $1...3\%$ .

Calculul vitezei echivalente și implicit a factorului de reducere a vitezei se efectuează pe intervale de timp care corespund duratei celor cinci procese caracteristice ale ciclului.

În procesul de admisiune, fluidul curge cu viteza medie  $\bar{W}_{sa}$ , iar factorul mediu de reducere a vitezei  $\bar{r}$  reprezintă media aritmetică dintre o valoare inițială  $\bar{r}_0$ , determinată în momentul declanșării curgerii fluidului proaspăt, care,



pentru simplitate, se alege când pistonul este la  $p_{mi}$  ( $\alpha_0 = 0^\circ \text{RA}$ ,  $\alpha - \alpha_0 = 0$ , deci  $r_0 = 1$ ), și o valoare finală  $r_{ISA}$ , care corespunde momentului de închidere a supapei de admisiune  $\alpha_{ISA}$ , adică

$$\bar{r}_a = 0,5(1 + r_{ISA}).$$

Când momentul curent este departe de origine, ceea ce corespunde cazului în discuție ( $\alpha_{ISA} \gg \alpha_0$ ), în membrul drept al ecuației (3.32) primul termen al sumei, adică unitatea, este neglijabil în raport cu al doilea. Astfel, ecuația (3.32) devine o ecuație algebrică în  $r$  și se obține

$$r_{ISA} = \left( 3 \frac{\alpha_{ISA}}{n} \frac{v_{ISA}^{0,2}}{L_c^{1,2}} \bar{W}_{sa}^{0,8} \right)^{-0,357}, \quad (3.32 *)$$

iar viteza echivalentă în procesul de admisiune devine o mărime medie  $\bar{W}_e = \bar{W}_{ea} = \bar{r}_a \bar{W}_{sa}$ .

În procesul de comprimare, datele inițiale ale mișcării sînt: viteza  $\bar{W}_{ea}$  și originea timpului  $\alpha_{ISA}$ ; ecuația factorului de reducere a vitezei în comprimare ia forma

$$r = \left( 1 + 3 \frac{\alpha - \alpha_{ISA}}{n} \frac{v_{ISA}^{0,2}}{L_c^{1,2}} (r \bar{W}_{ea})^{0,8} \right)^{-0,5},$$

iar viteza echivalentă este  $\bar{W}_e = r \bar{W}_{ea}$ .

În procesul de ardere, se consideră o nouă origine a timpului  $\alpha_d$  — momentul declanșării arderii rapide (v. par. 5.1, 6.1); viteza inițială este viteza echivalentă de la sfîrșitul procesului de comprimare  $\bar{W}_{ec}$ , iar viteza echivalentă curentă este  $\bar{W}_e = r \bar{W}_{ec}$ . Se procedează în mod analog pe destindere și evacuare.

Calculul vitezei echivalente pe intervale este justificat de faptul că se întemeiază pe analogia dintre cilindrul motorului și recipientul cilindric care a servit pentru determinarea experimentală a gradului de amortizare a mișcării. În recipient procesul realizează un anumit tip de instabilitate. În cilindru, condițiile în care are loc mișcarea se modifică de la un proces la altul, de aceea, un anumit tip de instabilitate se menține pe un interval redus de timp, în raport cu originea fiecărui proces.

Corecția de instabilitate i-a fost sugerată autorului de fenomenul transferului nestacionar de căldură care apare la intrarea unui fluid într-o conductă și care se menține pe o lungime  $l$  de pînă la 50 ori diametrul  $d$  al conductei. Se constată experimental că  $C_e$  este invers proporțional cu raportul  $l/d$ . Când pistonul este la  $p_{me}$  cilindrul unui motor se aseamănă cu o conductă cu raportul  $l/d \simeq 1$ , dar, când pistonul este la  $p_{mi}$ , cilindrul se aseamănă cu partea din conductă pentru care  $l/d \ll 1$ . Corecția lui  $C_e$  în conducte fiind de tipul  $(l/d)^a$  s-a căutat o dependență asemănătoare și pentru cilindrul motorului. În acest scop s-a definit factorul de instabilitate prin raportul a două dimensiuni specifice cilindrului, care ilustrează schimbarea geometriei, prin asemănarea cu o conductă și anume:

$$f_{in} = B(L_{cpme}/L_c)^b$$

unde  $L_{cpme}$  este lungimea caracteristică în  $p_{me}$ , iar  $L_c$  este lungimea caracteristică momentană. Se observă că la  $p_{me}$ ,  $L_c = L_{cpme}$ , iar  $f_{in} = B$ , asemenea

conductivei pentru  $l = d$ . Pe măsură ce  $L_c$  scade, mișcarea se dezorganizează, cu deosebire în stratul limită iar coeficientul de convecție se amplifică. Când se substituie factorul de instabilitate în relația (3.30) se obține în final, pentru coeficientul de convecție relația (6), tabela 3.3.

**Exemplul numeric 3.3.** Să se determine coeficientul de convecție  $C_e$  pentru un MAS cu  $D = 75 \text{ mm}$ ,  $S = 68 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 9$ ,  $n = 5500 \text{ rot/min}$ ,  $\bar{W}_P = 12,46 \text{ m/s}$ , în momentul declanșării arderii  $\alpha_d = 340^\circ \text{RA}$  ( $\sigma_\alpha = 0,325$ ) și în momentul  $\alpha = 435^\circ \text{RA}$  ( $\sigma_\alpha = 1,13$ ) când presiunea în cilindru este aceeași, adică  $p_{340} = p_{435} = 10 \text{ daN/cm}^2$ . Se cunoaște  $T_{340} = 640 \text{ K}$ ;  $T_{435} = 2000 \text{ K}$ . Viteza medie în poarta supapei de admisiune este  $\bar{W}_{sa} = 176 \text{ m/s}$ ;  $\alpha_{ISA} = 240^\circ \text{RA}$  ( $\sigma_\alpha = 1,844$ ). Arderea se încheie în momentul  $\alpha_t = 400^\circ \text{RA}$ . Temperatura și presiunea în momentele  $\alpha_{ISA}$ ,  $\alpha_t$  sînt:  $T_{ISA} = 440 \text{ K}$ ;  $T_t = 2300 \text{ K}$ ;  $p_{ISA} = 1,28 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_t = 21 \text{ daN/cm}^2$ . Pistonul și chiulasa sînt plate, mișcarea este generată numai în cursa de admisiune.

R. Din relația (10.17) rezultă  $l_{240} = 0,5 \cdot 68 \cdot 1,844 = 62,7 \text{ mm}$ ; în mod similar  $l_{340} = 11 \text{ mm}$ ;  $l_{400} = 18,2 \text{ mm}$ ;  $l_{435} = 38,4 \text{ mm}$ ;  $l_{pme} = 76,5 \text{ mm}$ . Din relația (3.31) rezultă:  $L_{c240} = 2 \cdot 62,7 / (1 + 62,7/75) = 68,3 \text{ mm}$ ; în mod similar  $L_{c340} = 19,2 \text{ mm}$ ;  $L_{c400} = 29,3 \text{ mm}$ ;  $L_{c435} = 50,8 \text{ mm}$ ;  $L_{cpme} = 75,7 \text{ mm}$ . Din relația (3.29) rezultă:  $v_{240} = 1,69 \cdot 10^{-9} \cdot 440^{1,62} / 1,28 = 25,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ; în mod similar  $v_{340} = 5,94 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ;  $v_{400} = 22,47 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ;  $v_{435} = 37,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . Se calculează:  $r_{ISA} = (3(240/5500) \cdot (25,3 \cdot 10^{-6})^{0,2} \cdot 176^{0,8} / (68,3 \cdot 10^{-3})^{1,2})^{-0,357} = 0,32$ ;  $\bar{r}_a = (1 + 0,32)/2 = 0,66$ ;  $\bar{W}_{ea} = 0,66 \cdot 176 = 116 \text{ m/s}$ ;  $r_{340} = [1 + (3(340 - 240)/5500) \cdot (5,94 \cdot 10^{-6})^{0,2} \cdot (r_{340} \cdot 116)^{0,8} / (19,2 \cdot 10^{-3})^{1,2}]^{-0,5} = 0,3$ ;  $\bar{W}_{e340} = 0,3 \cdot 116 = 34,8 \text{ m/s}$ ;  $r_{400} = [1 + (3(400 - 340)/5500) \cdot (22,47 \cdot 10^{-6})^{0,2} \cdot (r_{400} \cdot 34,8)^{0,8} / (29,3 \cdot 10^{-3})^{1,2}]^{-0,5} = 0,52$ ;  $\bar{W}_{e400} = 0,52 \cdot 34,8 = 18,1 \text{ m/s}$ ;  $r_{435} = [1 + (3(435 - 400)/5500) \cdot (37,6 \cdot 10^{-6})^{0,2} \cdot (r_{435} \cdot 18,1)^{0,8} / (50,8 \cdot 10^{-3})^{1,2}]^{-0,5} = 0,76$ ;  $\bar{W}_{e435} = 0,76 \cdot 18,1 = 13,75 \text{ m/s}$ .

Se aplică relația (6) tabela 3.3 pentru coeficientul de convecție:  $C_{c340} = 311 \cdot 10^{0,8} \cdot 34,8^{0,8} \cdot 1,9(75,7/19,2)^{0,4} / 640^{0,546} / (19,2 \cdot 10^{-3})^{0,2} = 7149 \text{ kJ/m}^2\text{hK}$  ( $= 1708 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{K}$ );  $C_{c435} = 311 \cdot 10^{0,8} \cdot 16,56^{0,8} \cdot 1,9(75,7/50,8)^{0,4} / 2000^{0,546} / (50,8 \cdot 10^{-3})^{0,2} = 1182 \text{ kJ/m}^2\text{hK}$  ( $= 282 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{K}$ ). Se observă că raportul  $C_{c340}/C_{c435} = 6,04$  ceea ce se apropie de datele experimentale.

Se aplică relația lui Sitkei:  $C_{c340} = 87 \cdot 10^{0,7} \cdot 12,46^{0,7} / 640^{0,2} (75 \cdot 10^{-3})^{0,3} = 1523 \text{ kJ/m}^2\text{hK}$  ( $= 364 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{K}$ );  $C_{c435} = 1212 \text{ kJ/m}^2\text{hK}$  ( $= 289 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{K}$ ).  $C_{c340}/C_{c435} = 1,25$ .

Se aplică relația lui Woschni și se găsește:  $C_{c340} = 2307 \text{ kJ/m}^2\text{hK}$  ( $= 551 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{K}$ );  $C_{c435} = 1261 \text{ kJ/m}^2\text{hK}$  ( $= 301 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{K}$ ).  $C_{c340}/C_{c435} = 1,83$ , ceea ce reprezintă de 7...8 ori mai puțin decît arată datele experimentale în MAS.

La calculul transferului de căldură evaluarea temperaturii medii a pereților se face cu o precizie redusă, din cauza diferențelor mari de temperatură dintre diferitele organe (v. fig. 2.12). O evaluare mai exactă se face diferențînd produsul dintre arie și diferență de temperatură din relația (3.23) astfel:

$$\begin{aligned} \Delta T = \Sigma A_k \cdot \Delta T_k = & A_c(T - \bar{T}_c) + A_p(T - \bar{T}_p) + A_{SA}(T - \bar{T}_{SA}) + \\ & + A_{SE}(T - \bar{T}_{SE}) + A_{ch}(T - T_{ch}) \end{aligned} \quad (3.33)$$

unde indicii  $c$ ,  $p$ ,  $SA$ ,  $SE$ ,  $ch$ , se referă la cilindru, respectiv piston, talerul supapei de admisiune, talerul supapei de evacuare, chiulasă; temperaturile  $\bar{T}_c$ ,  $\bar{T}_p$  etc. din figura 2.12 sînt reprezentative pentru calcul.



### 3.5. CALCULUL PROCESULUI DE COMPRIMARE

Calculul procesului de comprimare are ca scop determinarea stării momentane a fluidului motor din cilindru (presiunea  $p$ , temperatura  $T$ ) și cu deosebire a stării amestecului inițial în momentul declanșării scînteii sau injecției — punctul  $c'$  — în momentul declanșării arderii — punctul  $d$  — sau la finele cursei de comprimare — punctul  $c$  — (v. fig. 3.5).

Pentru calculul stării momentane se apelează la ecuația diferențială a bilanțului energetic (3.16) în care se substituie  $dQ_p$  din relația (3.23);  $dU = v_{ai} C_v dT$ ;  $dL = 0,1 p dV = 0,1 \cdot 0,5 V_s p \dot{\sigma}_\alpha d\alpha$  (v. rel. 10.12), se împarte ecuația cu unghiul elementar pentru a o face accesibilă calculului numeric și se obține:

$$(dT/d\alpha) v_{ai} C_{vai} [kJ/^\circ RA] = -0,05 V_s p \dot{\sigma}_\alpha - C_c A \Delta T / 21\,600 \quad (3.34)$$

Ecuația este aplicabilă cînd se cunosc parametrii constructivi ai cilindrului: cilindrul  $V_s$ , aria momentană  $A$ , caracteristicile sistemului de distribuție ( $SL_{sa}$ ,  $\Delta\alpha_a$  etc.) incluse în expresia lui  $C_c$ , adică după faza de ante-proiectare. Ecuația diferențială cuprinde două necunoscute  $p$ ,  $T$  ținînd seama și de dependențele  $C_v(T)$ ,  $C_c(p, T)$ . Se elimină  $p$ , pe baza ecuației de stare  $p = 10 v_{ai} RT / V = 10 v_{ai} RT / 0,5 V_s$  (v. Anexa 2, și rel. 10.10) și se obține

$$dT/d\alpha = -8,314 (\dot{\sigma}_\alpha / \sigma_\alpha) \cdot (T / C_{vai}) - B_1 C_c \Sigma A_k \Delta T_k / C_{vai}, \quad (3.35)$$

unde  $B_1 = 1/21\,600 v_{ai}$ . În paragraful 4.5 se precizează  $C_v$ . Numărul de kilomoli de amestec inițial rezultă pe baza relațiilor din capitolul 2:

$$v_{ai} = v_{fp} + v_{gr} = v_{fp}(1 + \gamma_r) = v_{ofp} \gamma_v (1 + \gamma_r) = 0,1 p_0 V_s \gamma_v (1 + \gamma_r) / 8,314 T_0, \quad (3.36)$$

relațiile (3.35) și (3.36) fiind scrise pentru  $p$  în daN/cm<sup>2</sup>,  $V_s$  în dm<sup>3</sup>,  $T$  în K.

Pentru motorul turismului Dacia 1 300 se obține aproximativ  $v_{ai} = 0,1 \cdot 1 \cdot 0,325 \cdot 0,82(1 + 0,08) / 8,314 \cdot 293 = 11,81 \cdot 10^{-6}$  kmoli/ciclu.

Ecuația (3.35) se scrie sub forma

$$dT/d\alpha = \Gamma(\alpha, T), \quad (3.37)$$

unde  $\Gamma(\alpha, T)$  este membrul drept al ecuației (3.35). Integrarea se face prin metoda Runge-Kutta de ordinul IV, alegînd pasul de integrare  $\Delta\alpha = 1 \dots 3^\circ RA$ . Notînd cu indicele  $i$ , valorile la începutul intervalului și cu indicele  $i + 1$ , valorile la finele intervalului se obține

$$T_{i+1} = T_i (K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4) / 6, \quad (3.38)$$

unde

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \Delta\alpha \Gamma(\alpha_i, T_i); & K_2 &= \Delta\alpha \Gamma(\alpha_i + \Delta\alpha/2, T_i + K_1/2); \\ K_3 &= \Delta\alpha \Gamma(\alpha_i + \Delta\alpha/2, T_i + K_2/2); & K_4 &= \Delta\alpha \Gamma(\alpha_i + \Delta\alpha, T_i + K_3). \end{aligned} \right\} \quad (3.39)$$

Ecuația (3.35) se programează pe calculator. Cunoscînd pe  $T_{i+1}$  se determină  $p_{i+1}$  din ecuația de stare.

La calculul de proiectare, parametrii de stare în punctele  $c$  sau  $d$  se determină pe baza ecuației politropei:

$$p_c = p_a \epsilon^{m_c} \quad (3.40); \quad T_c = T_a \epsilon^{m_c-1} \quad (3.40^*)$$

sau  $p_d V_d^{m_c} = p_a V_a^{m_c}$ , de unde  $p_d = p_a (V_a/V_d)^{m_c}$ . Din relația (1.4\*) rezultă  $V_a = \epsilon V_s / (\epsilon - 1)$ , iar din relația (10.10)  $V_d = 0,5 V_s \sigma_{\alpha d}$ , deci

$$p_d = p_a [2\epsilon / (\epsilon - 1) \sigma_{\alpha d}]^{m_c} \quad (3.41); \quad T_d = T_a [2\epsilon / (\epsilon - 1) \sigma_{\alpha d}]^{m_c-1}. \quad (3.41^*)$$

Întrucît  $\alpha_d - 360^\circ < 40^\circ RA$ , este mai comodă relația (10.15) pentru volume:  $V_d = V_c (1 + a(\epsilon - 1) \cdot 10^{-4} (\alpha_d - 360)^2)$ . Atunci  $V_a/V_d = (V_a/V_c) (V_c/V_d)$ , de unde

$$p_d = p_a \epsilon^{m_c} / [1 + a(\epsilon - 1) \cdot 10^{-4} (\alpha_d - 360)^2]^{m_c}, \quad (3.42)$$

$$T_d = T_a \epsilon^{m_c-1} / [1 + a(\epsilon - 1) \cdot 10^{-4} (\alpha_d - 360)^2]^{m_c-1}. \quad (3.42^*)$$

De obicei se aleg valorile lui  $m_c$  sau  $\Delta m_c$  ( $m_c = k_c \pm \Delta m_c$ ) pe baza datelor statistice. Autorul consideră că este mai convenabil să se aleagă valoarea căldurii schimbate cu peretele în funcție de căldura disponibilă pe ciclu. Întrucît calculele de ardere se efectuează pentru  $\tilde{m}_c = 1$  kg, căldura schimbată cu pereții în comprimare reprezintă o fracțiune  $f_c$  din  $Q_i$ , adică  $Q_p = (f_c/100) Q_i$ , unde  $f_c = -1 \dots +3\%$ . În relația (3.21) se substituie  $C_{vai}$  din (4.61), adică  $C_{vai} = 8,314 / (k_c - 1)$  [kJ/kmol K] și se obține o ecuație în  $m_c$

$$8,314 \frac{m_c - k_c}{(m_c - 1)(k_c - 1)} = \frac{Q_p}{v_{ai}(T_{(dc)} - T_a)}, \quad (3.43)$$

unde  $v_{ai}$ , pentru 1 kg combustibil este definit de relația (4.57, a), iar  $k_c$  se calculează cu relația (3.13) sau (3.13\*), pentru temperatura medie. Întrucît temperatura variază exponențial, temperatura medie se determină cu relația de definiție

$$\bar{T} = \frac{1}{V_c - V} \int_{V_a}^{V_c} T dV,$$

unde  $T = T_a (V_a/V)^{m_c-1}$ . Efectuînd calculele și simplificările adecvate se obține:

$$\bar{T} = T_a \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)(2 - m_c)} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{2-m_c}} \right). \quad (3.44)$$

Ecuațiile (3.43), (3.44), (3.40), (3.13) sau (3.13\*) reprezintă un sistem transcendent care se rezolvă prin 2—3 încercări succesive sau prin una din metodele analizei numerice, care se programează pe un calculator.

**Exemplul numeric 3.4.** Să se determine exponentul politropic pentru un MAS cu  $\epsilon = 9$ , știind că funcționează cu  $\lambda = 0,9$ . Se dă  $\gamma_r = 0,06$ ;  $T_a = 340$  K;  $f_c = +1,5\%$ ;  $Q_i = 43\,942$  kJ/kg;  $L_{min} = 0,507$  kmol/kg. Se consideră evoluția  $a-c$ .

**R.** Se alege  $m_c = 1,36$ . Rezultă:  $T_c = 340 \cdot 9^{1,36-1} = 750$  K. Din relația (3.44) rezultă  $\bar{T} = 340 \cdot 9 / (9 - 1) / (2 - 1,36) (1 - 1/9^{2-1,36}) = 451$  K. Se aplică (3.13\*);  $k_c = 1,627 - 64,7 \cdot 10^{-3} \cdot 451^{0,25} + 0,06 (0,9 - 1) = 1,323$ . Se calculează  $Q_p = 0,015 \cdot 43942 = 659$  kJ/kg. Din relația (4.57, a) rezultă:  $v_{ai} = 0,9 \cdot 0,507 (1 + 0,06) = 0,483$  kmol/kg. Se substituie valorile în relația (3.43):  $8,314 (m_c - 1,323) / (m_c - 1) / (1,323 - 1) = 659 / 0,483 / (750 - 340)$ . Se obține prin încercări  $m_c = 1,371$ .



Se reia calculul cu valoarea  $m_c = 1,371$ . Rezultă:  $T_c = 768$  K;  $\bar{T} = 455$  K;  $k_c = 1,322$ . Din relația (3.43) se obține  $m_c = 1,3673$ , pentru care  $T_c = 762$  K. Întrucît  $(768-762)/762 < 1\%$  se consideră că  $m_c = 1,3673 \simeq 1,367$  este soluția problemei.

Tabela 3.4

Parametrii de stare la sfîrșitul cursei de comprimare

Parametrul	Valorile	
	MAS*	MAC**
$p_c$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	10...16	34...54
$T_c$ [K]	540...760	700...930
* $\varepsilon = 6,5...9,00$ ; $m_c = 1,32...1,38$		
** $\varepsilon = 15...23$ ; $m_c = 1,31...1,37$		

Parametrii de stare la finele comprimării se arată în tabela 3.4.

#### BIBLIOGRAFIE

1. Apostolescu, N. și Grünwald, B. *Beitrage zur Theorie des Wärmeüberganges aus dem Zylinder des Verbrennungsmotors*, Paper, I-29, Intern. Comb. Conf. Bucharest, 1967.
2. Cirkov, A. A. *Novii metod rasciota teplonapriajionosti dvigatelei vnutrennego sgorania*. Vestnik mašinostroenia, 11 (1962).
3. Grünwald, B. *Determinarea vitezei echivalente a mișcărilor gazelor din cilindrul motorului cu ardere internă*. Buletinul I.P.B., 3/1980.
4. Grünwald, B. *The heat transfer influence on the temperature of working fluid components of a spark ignition engine*. Rev. Roum. Sc. tech. Série Électr. et Énergétique, 2, 1975.
5. Grünwald, B. și Apostolescu, N. *Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă*. Edit. Acad. Republicii Socialiste România, București, 1975.
6. Grünwald, B. ș. a. *Possibilities to estimate the convective heat transfer within the combustion engine cylinder*. Bul. I.P.B., 6, 1973.
7. Grünwald, B. ș. a. *About an anomaly of the convective heat transfer in the cylinder of an I.C.E. First heat transfer*. Conf. Vol. II, Iași, 1973.
8. Isachenko, V. ș.a. *Heat Transfer*. Mir Publishers. Moscow, 1969.
9. Rozenblit, G. B. *Teploperedania v dizeleah*. Mašinostroenie, Moskva, 1977.
10. Sitkei, G. *Beitrag zur Theorie des Wärmeüberganges im Motor*, Konstruktion, 2, 1962.
11. Ștefănescu, D., Grünwald, B. și Radcenco, V. ș. *Bazele termodinamicii*. p. II-a Edit. Did. și pedagogică, București, 1964.
12. Tsuge, M., Kido, H., Yanaguhara, H. *Decay of turbulence in a closed vessel*. Buletin of the JSME, febr. 1973.
13. Woschni, G. A. *Univ. Applic. Eq. for the Inst. Heat Transf. Coeff.* SAE, 670931.
14. Woschni, G. *Die Berechnung der wandverluste und der termische Belastung der Bauteile von Dieselmotoren*. M.T.Z., 12, 1970.

## 4.

### BAZELE FIZICO-CHIMICE ALE FORMĂRII AMESTECULUI ȘI ARDERII

Dintre toate procesele termice din cilindrul motorului, procesul de ardere are cel mai înalt grad de complexitate. Indicii energetici ai motorului, cei de economicitate și de durabilitate, de funcționare liniștită și de adaptabilitate la tracțiune, depind într-o măsură largă, uneori hotărîtoare, de procesul de ardere. De aceea, cunoașterea mecanismelor intime prin care procedează arderea și dirijarea lor sînt hotărîtoare pentru perfecționarea continuă a motoarelor cu ardere internă.

Prin ardere se înțelege o reacție chimică, cu degajare de căldură, produsă prin oxidarea substanțelor combustibile. Emisiunea de lumină (flacăra), creșterea rapidă de presiune și temperatură și durata scurtă reprezintă manifestări caracteristice arderii în motor.

Manifestările arderii sînt: 1) apariția flăcării sau aprinderea; 2) dezvoltarea flăcării sau propagarea. Arderea este precedată sau se dezvoltă simultan cu procesul de formare a amestecului combustibil-aer, determinat de pulverizarea și vaporizarea combustibilului, de distribuția acestuia în aer sau a aerului în zonele cu mare concentrație de combustibil.

#### 4.1. JETUL DE COMBUSTIBIL

Arderea combustibilului lichid pretinde fărâmițarea și distribuirea adecvată a acestuia în aerul disponibil. Prin injecție, se obține amplificarea de sute și mii de ori a suprafeței de contact dintre faza lichidă și faza gazoasă, ceea ce sporește considerabil viteza de vaporizare. Totodată, se asigură dirijarea combustibilului în concordanță cu cerințele utilizării cît mai complete a aerului disponibil pentru ardere. În general, injecția în cilindru începe cu avans.

**Exemplul numeric 4.1.** Doza de combustibil pe ciclu la un MAC cu o cilindree de 11, care funcționează cu  $\lambda = 1,5$  se pulverizează în particule cu diametrul mediu  $\bar{d}_p$  de 20 și 40  $\mu\text{m}$ . Să se determine numărul  $z$  de particule și aria totală a suprafeței de contact cu aerul.

**R.** În relația (1.38)  $m_a = \tilde{m}_c \lambda L_{min}$  se substituie masa de aer pe ciclu, adică  $m_a = V_s \cdot \eta_v \rho_0 = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 1,29 = 1,096 \cdot 10^{-3}$  kg; rezultă  $\tilde{m}_c = 1,096 \cdot 10^{-3} / 1,5 \cdot 15 = 38,7 \cdot 10^{-6}$  kg  $= z(4/3)\pi \bar{r}_p^3 \rho_c = z(\pi/6) \cdot (20 \cdot 10^{-6})^3 \cdot 860$ . De unde  $z_{20} = 13,52$  mil. picături.



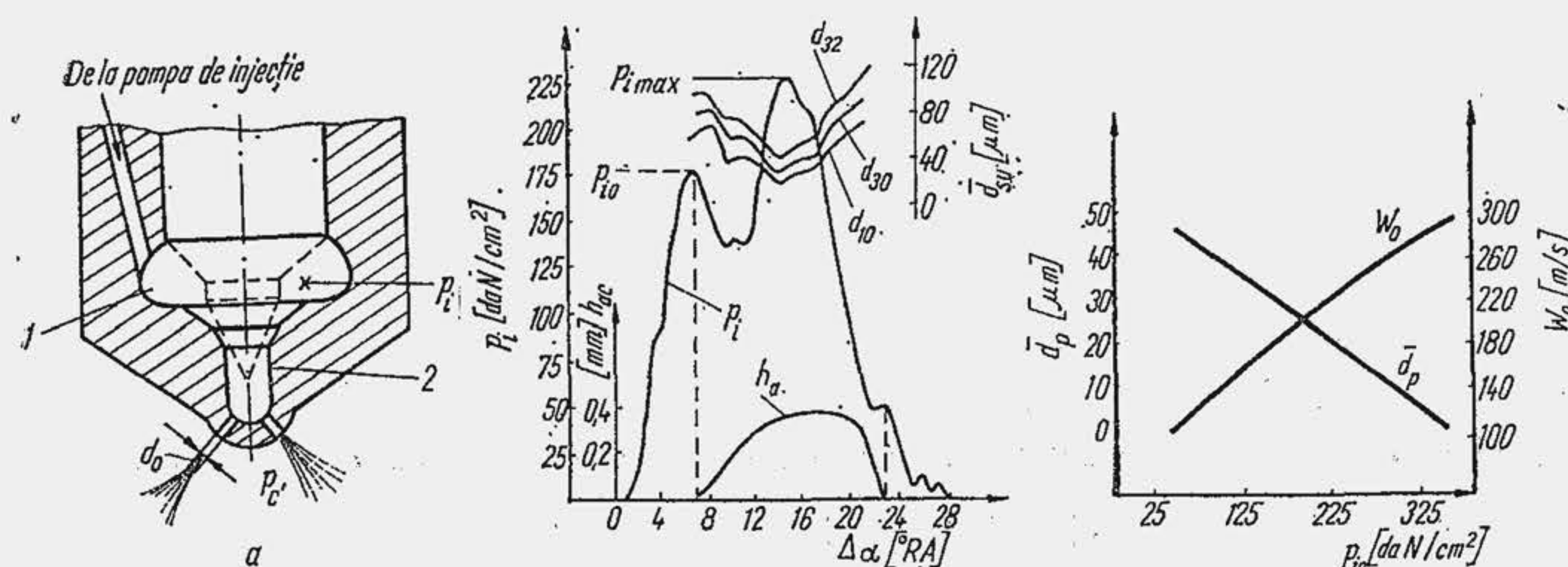


Fig. 4.1. Secțiune prin pulverizatorul injectorului (a), parametrii injectiei (b) și influența presiunii de injectie asupra fineții de pulverizare (c).

În mod similar, pentru cazul  $\bar{d}_p = 40 \mu\text{m}$  rezultă  $z_{40} = 1,68$  mil. picături. Aria suprafețelor sferice ale picăturilor este  $A_{20} = z_{20} \cdot \pi \cdot \bar{d}_p^2 = 13,52 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot (20 \cdot 10^{-6})^2 = 17\,000 \text{ mm}^2$ ; analog  $A_{40} = 8444 \text{ mm}^2$ . Dacă  $\bar{m}_c$  ar reprezenta o picătură sferică, diametrul ei ar fi  $d_1 = 4,76 \text{ mm}$  iar aria  $A_1 = 71 \text{ mm}^2$ . Rezultă că  $A_{40}/A_1 = 118$  ori, iar  $A_{20}/A_1 = 239$  ori.

Combustibilul se pulverizează prin intermediul unui organ numit *pulverizator* (fig. 4.1, a) care se montează la o extremitate a injectorului și pătrunde în camera de ardere. Pulverizatorul este prevăzut cu unul sau mai multe orificii calibrate, de diametru  $d_0 (\approx 0,2 \dots 1,2 \text{ mm})$ . Combustibilul este refulat sub presiune de pompa de injectie, în camera 1 a pulverizatorului. Presiunea din amonte orificiilor de pulverizare (camera 1) se numește presiune de injectie  $p_i$ . În timpul procesului de injectie, presiunea  $p_i$  este variabilă (fig. 4.1, b). Presiunea la care începe injectia combustibilului în cilindru se numește *presiune inițială de injectie* ( $p_{i0}$ ). Când orificiul principal 2 al pulverizatorului este controlat de un ac, prin presiunea inițială de injectie se înțelege presiunea la care acul injectorului se ridică de pe sediu ( $h_{ac}$  — deplasarea acului). Presiunea maximă de injectie  $p_{i\max}$ , depășește de  $1,5 \dots 2$  ori presiunea inițială  $p_{i0}$ . Un parametru fundamental al injectiei este viteza  $W_0$  a combustibilului prin orificiul pulverizatorului, deoarece caracterizează energia cinetică a jetului.

Viteza  $W_0$  se determină pe baza ecuației lui Bernoulli

$$W_0 = \varphi_0 \sqrt{2 \cdot 10^5 (p_{i0} - p_c) / \rho_c} \text{ [m/s]}, \quad (4.1)$$

unde  $\varphi_0$  coeficientul de viteză al orificiului;  $p_c$  — presiunea aerului la începutul injectiei (contrapresiunea, în  $\text{daN/cm}^2$ );  $\rho_c$  — densitatea combustibilului în  $\text{kg/m}^3$ . Întrucât  $p_i$  și  $p_c$  variază pe ciclu, se înțelege că și  $W_0$  variază în timpul injectiei. Când viteza  $W_0$  crește, diametrul mediu  $\bar{d}_p$  al picăturilor de combustibil se micșorează (fig. 4.1, c), penetrația jetului se amplifică.

În prezent există un număr de relații care stabilesc legătura directă dintre viteza  $W_0$ , diametrul particulei, penetrație etc. De aceea, la proiectare  $W_0$  apare ca un parametru impus. Relația (4.1) servește atunci pentru determinarea presiunii de injectie.

**Exemplul numeric 4.2.** Să se determine presiunea de injectie necesară la un MAC cu  $\varepsilon = 17$ , pentru ca viteza inițială  $W_0$  să fie de  $150 \text{ m/s}$ . Injectia se declanșează cu  $25^\circ \text{RA}$  înaintea  $p_{mi}$  ( $\alpha = 335^\circ \text{RA}$ ). Se cunoaște densitatea combustibilului  $\rho_c = 860 \text{ kg/m}^3$ ,  $\varphi_0 = 0,65$ , presiunea  $p_a = 0,85 \text{ daN/cm}^2$ , temperatura  $T_a = 323 \text{ K}$  și  $m_c = 1,35$ .

Se determină  $\sigma_{335}$  din relația (10.11) pentru  $\Lambda = 0,25$  și se substituie în (3.41). Rezultă  $p_c' = 0,85 (2 \cdot 17 / 16 \cdot 0,241)^{1,35} = 16,0 \text{ daN/cm}^2$ . Din relația (4.1) rezultă  $p_{i0} = p_c' + 10^{-5} \rho_c W_0^2 / 2 \varphi_0^2 = 16,0 + 860 \cdot 10^{-5} \cdot 150^2 / 2 \cdot 0,65^2 = 245 \text{ daN/cm}^2$ . Se calculează  $T_c' = 323 (2 \cdot 17 / 16 \cdot 0,241)^{0,35} = 692 \text{ K}$ .

Pulverizarea combustibilului este determinată de mai multe cauze, dintre care se menționează rezistența frontală pe care o opune aerul la înaintarea jetului și care tinde să spargă jetul și să-l desfacă în particule foarte fine; mișcarea aerului în care se deplasează jetul, curenții din interiorul jetului, adică turbulența jetului. Unele proprietăți fizice ale combustibilului ca tensiunea superficială  $\sigma_c$  [ $\text{N/m}$ ] și viscozitatea  $\eta_c$  [ $\text{Ns/m}^2$ ] se opun pulverizării jetului.

Calitatea pulverizării este influențată de mai mulți factori care se grupează astfel: 1) parametrii funcționali ai sistemului de injectie — presiunea  $p_{i0}$ , viteza  $W_0$ , turația pompei de injectie; 2) starea mediului în care are loc injectia — presiunea  $p$  din cilindru (contrapresiunea), temperatura  $T$ , densitatea amestecului inițial, practic densitatea aerului  $\rho_a$ ; 3) proprietățile fizice ale combustibilului ( $\sigma_c$ ,  $\eta_c \cdot \rho_c$ ); 4) elementele constructive ale sistemului de injectie — profilul camei, tipul pompei de injectie și al injectorului, numărul, forma, dimensiunile orificiilor pulverizatorului; 5) factorii de exploatare.

Schema simplificată a unui jet de combustibil (fig. 4.2) arată că el este alcătuit din o parte centrală care reprezintă eventual o venă lichidă și o parte periferică — anvelopa jetului — care cuprinde picături de dimensiuni diferite. Investigația jetului reprezintă o problemă complexă, din care cauză nu se face direct pe motor, ci în instalații speciale, în recipiente sub presiune, numite bombe, care permit verificarea cercetării teoretice în condiții simple. Prin intermediul relațiilor criteriale, rezultatele se transferă la condițiile din cilindrul motorului.

Într-o cameră de presiune înaltă (fig. 4.3, a), de forma unui cilindru (1), injectorul (2) proiectează un jet de combustibil (monoinjectie) pe o placă de sticlă 3 fixată pe discul 4, deplasabil după axa cilindrului. Pe placă se întinde un strat de funingine de petrol de  $15 \dots 30 \mu\text{m}$  grosime, care se acoperă cu un strat alb de oxid de magneziu. Ampretele picăturilor se fixează în stratul negru, dar sînt limitate de culoarea albă și se urmăresc la microscop. Microfotografiile, luate în diferite secțiuni transversale și longitudinale din jet (fig. 4.3, b) indică prezența unor picături groasere în partea centrală a jetului și a unor picături foarte fine la periferia jetului. Distribuția combustibilului în jet variază cu distanța de la axa jetului și cu depărtarea de la orificiul injectorului (v. fig. 4.2). Viteza  $W$  este distribuită în

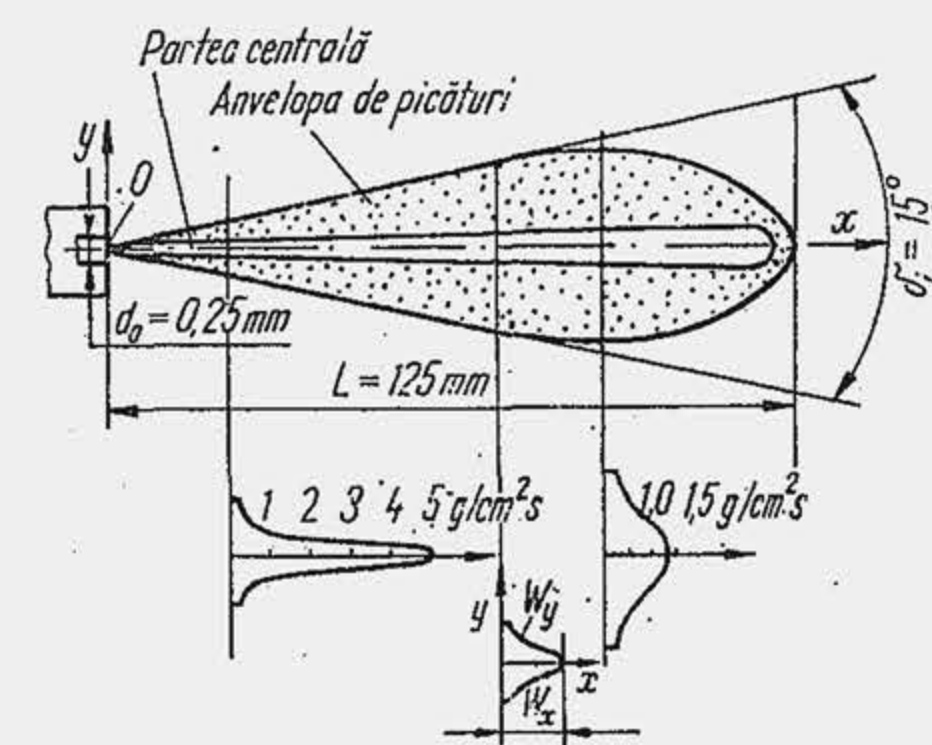


Fig. 4.2. Schema jetului de combustibil.



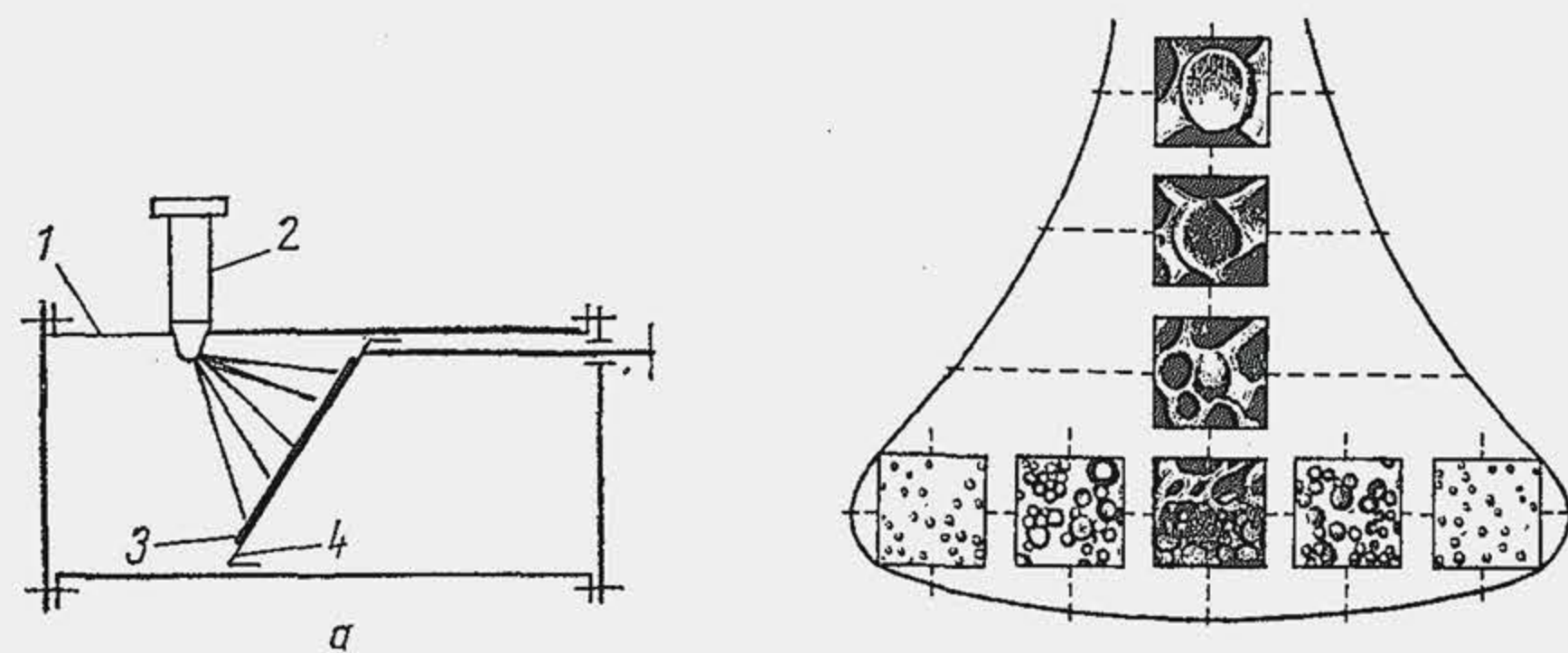


Fig. 4.3. Schema instalației pentru determinarea fineții de pulverizare (a) și microfotografiile jetului (b).

secțiunea transversală  $(W)_y$  ca și concentrația, deoarece picăturile mai grele au vitezele mai mari.

O cameră de presiune înaltă prevăzută cu o fereastră permite filmarea jetului de combustibil. Fotografiera rapidă a jetului (fig. 4.4) indică dezvoltarea lui treptată și permite determinarea vitezei de înaintare, a unghiului de împrăștiere și a penetrației picăturilor.

Jetul de combustibil se caracterizează prin patru parametri fundamentali care alcătuiesc caracteristicile jetului: 1) finețea pulverizării, 2) omogenitatea pulverizării, 3) penetrația, 4) unghiul de dispersie a jetului. Primii doi parametri au un rol hotărâtor în desfășurarea procesului de vaporizare, ultimii doi sînt cu deosebire importanți pentru amestecare.

*Finețea pulverizării* ilustrează gradul de fărâmițare a jetului de combustibil în particule și se apreciază prin diametrul mediu al acestora. Motoarele cu aprindere prin comprimare pentru autovehicule pretind o finețe înaltă de pulverizare, caracterizată prin un diametru mediu aritmetic de  $10 \dots 20 \mu\text{m}$ . Întrucît jetul de combustibil este alcătuit din picături de dimensiuni variate, diametrul mediu al picăturii (fig. 4.5) se definește în raport cu cerințele procesului. În acest sens s-au elaborat noțiunile de diametru mediu aritmetic, diametrul mediu de suprafață, diametrul mediu de volum etc. Dacă  $z$  este numărul de picături de un diametru  $d_p$  determinat, atunci diametrul mediu aritmetic este  $d_{10} = \Sigma z d_p / \Sigma z$ ; el rezultă din condiția ca numărul picăturilor de combustibil să rămână neschimbat. Dacă prin mediere se urmărește să se păstreze nemodificată suprafața tuturor picăturilor, atunci se obține diametrul mediu de suprafață  $d_{20} = [(\Sigma z d_p^2) / \Sigma z]^{1/2}$ ; analog, pentru conservarea

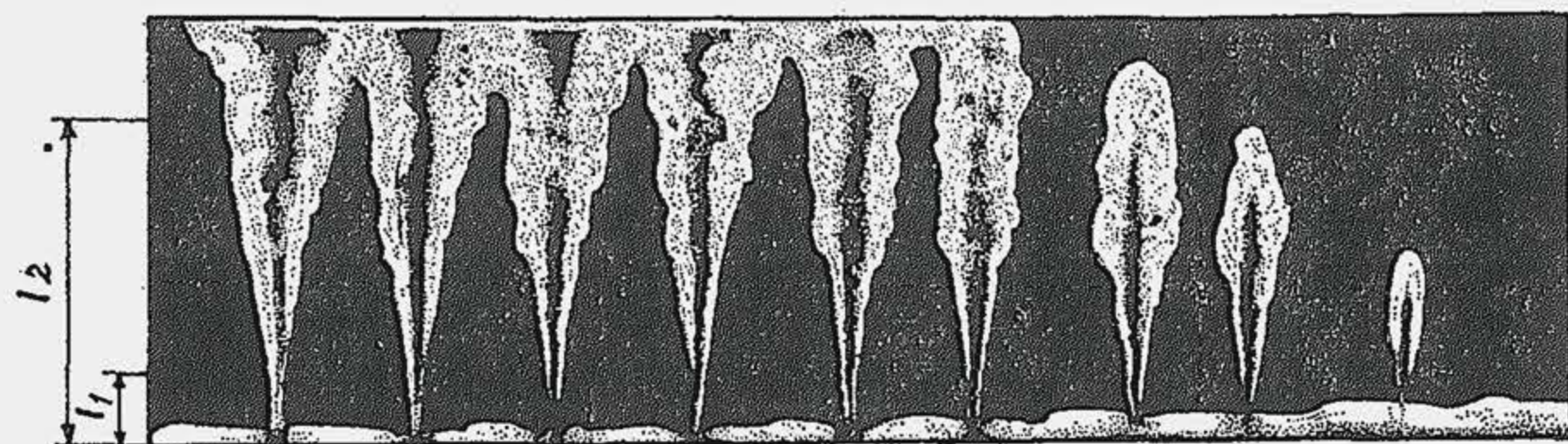


Fig. 4.4. Fotografia jetului de combustibil.

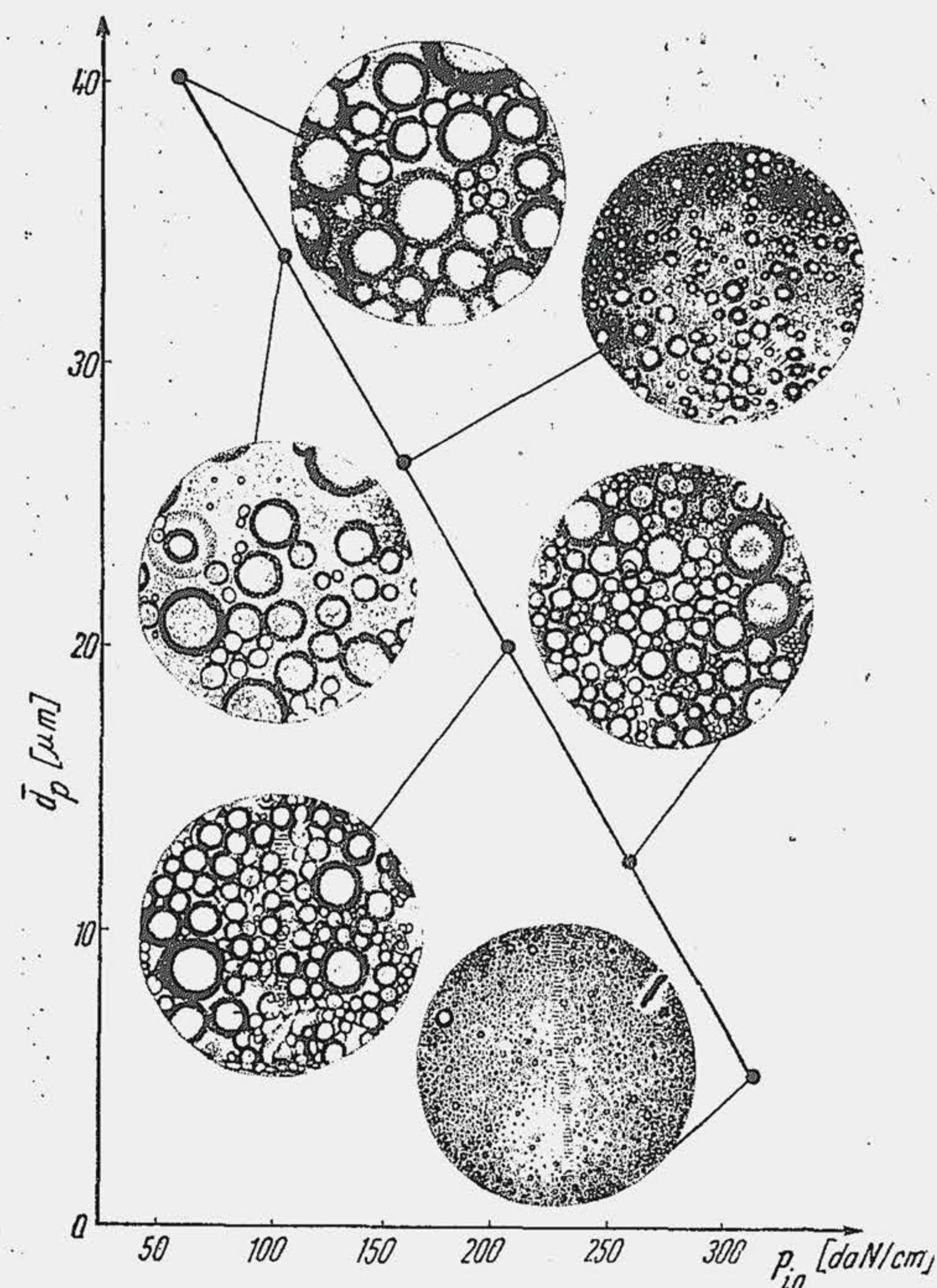


Fig. 4.5. Fotografii picăturilor de combustibil și diametrul mediu Sauter pentru diferite presiuni de injecție.

volumului  $d_{30} = [(\Sigma z d_p^3) / \Sigma z]^{1/3}$ . Pentru calculul vaporizării se utilizează frecvent diametrul mediu Sauter, care reprezintă de șase ori raportul dintre volumul tuturor picăturilor și suprafața lor, adică  $d_{32} = 6V/F = \Sigma z d_p^3 / \Sigma z d_p^2$ . Diametrul mediu Sauter este mai mare decât diametrul mediu aritmetic, de aproximativ două ori (v. fig. 4.1).

Diametrul mediu se determină aplicînd ansamblului de picături un tratament statistic. Fie  $z_{max}$ , numărul total de picături din jet; diametrul picăturilor variază în limitele  $d_{pmin} \leq d_p \leq d_{pmax}$ . Raportul  $z/z_{max}$  reprezintă numărul relativ de picături cu diametrul cuprins între limitele  $d_{pmin} - d_p$ , (toate picăturile cu diametrul mai mic decât  $d_p$ ). Raportul  $z/z_{max}$  se numește frecvența relativă cumulată și este o funcție crescătoare de  $d_p$  (pentru  $d_p = d_{pmin}$ ,  $z/z_{max} = 0$ ; pentru  $d_p = d_{pmax}$ ,  $z/z_{max} = 1$ ). Rezultă

$$z/z_{max} = \Phi(d_p), \quad (4.2)$$

\* Indicii diametrului mediu se precizează astfel: primul arată puterea lui  $d_p$  de la numărătorul expresiei, al doilea arată puterea lui  $d_p$  de la numitor.



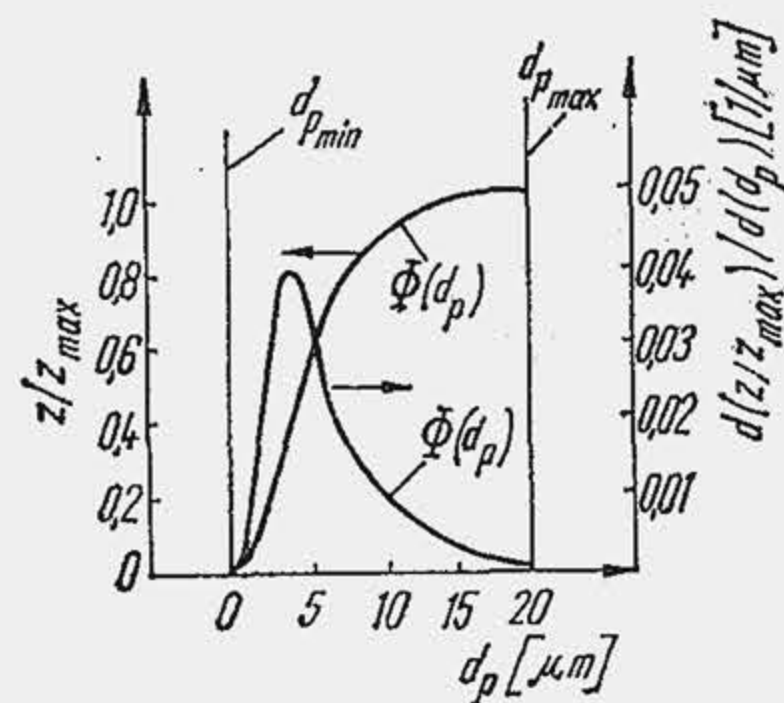


Fig. 4.6. Caracteristica de distribuție a picăturilor.

pe baza prelucrării statistice a unui număr de date experimentale:

iar funcția  $\Phi$  se numește *funcția de distribuție a frecvenței cumulate* (fig. 4.6). Derivata funcției  $\Phi(d_p)$  în raport cu  $d_p$

$$\dot{\Phi}(d_p) = d(z/z_{\max})/d(d_p), \quad (4.3)$$

reprezintă *funcția de repartitie (distribuție) dimensională a picăturilor*, adică frecvența (probabilitatea) de apariție a unei picături de diametru determinat, raportată la unitatea de diametru. Se cunosc mai multe încercări de a defini pe cale analitică funcțiunea  $\Phi$ . Dintre relațiile mai uzuale se reține aceea a lui Rosin-Rammler, stabilită

$$\Phi = 1 - \exp - \left( \frac{d_p}{d_R} \right)^m; \quad \dot{\Phi} = \frac{m}{d_R} \left( \frac{d_p}{d_R} \right)^{m-1} (1 - \Phi), \quad (4.4)$$

unde  $m$  reprezintă factorul de împrăștiere, iar  $d_R$  — constanta dimensională, adică diametrul caracteristic al picăturilor care împarte curba  $\Phi$ , astfel încît 63,2% din numărul total de picături au diametrul mai mic decît  $d_R$  iar 36,8% (100/e) mai mare decît  $d_R$ . Pe baza relației (4.4) s-a determinat diametrul mediu al picăturilor, exprimat în forma generală

$$d_{su} = d_R \int_0^\infty \frac{s-u}{\Gamma\left(\frac{s-3}{m} + 1\right) \Gamma\left(\frac{u-3}{m} + 1\right)} du, \quad (4.5)$$

unde  $\Gamma$  este funcția gama —  $\Gamma(m) = \int_0^\infty x^{m-1} e^{-x} dx$ , unde  $x = bd_p^m$ . Pentru diametrul mediu Sauter, rezultă  $s = 3$ ,  $u = 2(d_{32})$ . La motoarele cu aprindere prin comprimare, parametrii  $d_R$  și  $m$  depind de un mare număr de factori.

Pentru diametrul  $d_R$  s-a găsit dependența

$$d_R = d_0 \frac{(5,136 - 0,22 \cdot 10^{-5} \rho_c d_0 W_0^2 / \sigma_c) (1 - 0,64 / \lg(\rho_c / \rho_a))}{(d_0 W_0 \rho_c / \eta_c)^{0,29}}, \quad (4.6)$$

iar pentru factorul de împrăștiere s-a găsit  $m = 1,5 \dots 4$ .

O încercare de simplificare a problemei s-a făcut pe bază de similitudine, folosind criteriile adimensionale Weber (We), Mach (M) și simplexul densitate (R)

$$We = \frac{W_0^2 \rho_c d_0}{\sigma_c} \quad (a); \quad R = \frac{\rho_a}{\rho_c} \quad (b); \quad M = \frac{\eta_c^2}{\rho_c d_0 \sigma_c} \quad (c), \quad (4.7)$$

cu ajutorul cărora s-a exprimat diametrul mediu  $d_{su}$ ,

$$d_{su} = ad_0 M^{0,0733} / (R \cdot We)^{0,266}. \quad (4.8)$$

Analiza datelor experimentale, obținute chiar în condiții simple de încercare (în bombe) arată că  $a$  este dependent în mare măsură de sistemul de injecție, astfel că dificultățile privind precizarea lui  $d_R$  din relația (4.5) se transferă asupra lui  $a$  din (4.7). Substituind în (4.7) mărimile adimensionale se obține pentru diametrul Sauter relația

$$d_{32} = 1,445 \frac{d_0^{0,6607} \sigma_c^{0,1927} \eta_c^{0,1466}}{\rho_a^{0,266} \rho_c^{0,0733} W_0^{0,532}}, \quad (4.9)$$

iar pentru diametrele medii  $d_{10}$  și  $d_{30}$  s-a obținut  $a = 0,74$ , respectiv  $a = 1,08$ . Relația (4.9) pune în evidență explicit factorii care influențează finețea de pulverizare. Se observă că diametrul mediu este cu atât mai mic cu cît diametrul orificiului pulverizatorului  $d_0$  este mai mic și cu cît viteza  $W_0$  prin orificiu este mai mare; pulverizatorul cu mai multe orificii duce la o finețe mai înaltă. Un anumit rol îl joacă parametrii fizici ai combustibilului  $\sigma_c$  și  $\eta_c$  (densitatea  $\rho_c$  intervine cu o pondere mică) și anume cu cît tensiunea superficială și viscozitatea dinamică sînt mai reduse, cu atât  $d_{32}$  este mai mic. Densitatea aerului  $\rho_a$  joacă și ea un anumit rol; cu cît injecția se produce mai aproape de  $p_{mi}$  diametrul mediu se reduce. Cu datele din exemplul numeric 4.2 rezultă:  $\rho_{a335} = p_c / RT_c = 16,0 \cdot 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]} / 287 \text{ [J/kg K]} \cdot 692 \text{ K} = 8,05 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ ;  $\rho_{a360} = 39 \cdot 10^5 / 287 \cdot 871 = 15,6 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ ; astfel:  $(d_{32})_{360} / (d_{32})_{335} = (15,6 / 8,05)^{0,266} = 1,19$ , adică diametrul mediu Sauter crește cu 19%.

Întrucît  $p_i$  variază în timpul injecției,  $W_0$  se modifică în consecință și, ca urmare, diametrul mediu devine o mărime variabilă pe ciclu (v. fig. 4.1, b).

**Exemplul numeric 4.3.** Să se determine diametrul mediu Sauter pentru un motor diesel cu cilindrul de 1 l care folosește un pulverizator, cu  $d_0 = 0,25 \text{ mm}$ . Acul injectorului se deschide la presiunea  $p_{i0} = 243 \text{ daN/cm}^2$ , cu un avans de  $25^\circ \text{RA}$ . Se folosește combustibil cu  $\sigma_c = 29 \cdot 10^{-4} \text{ daN/m}$ ,  $\eta_c = 55,8 \cdot 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$ ,  $\rho_c = 860 \text{ kg/m}^3$ . Din exemplul numeric 4.2 rezultă  $W_0 = 150 \text{ m/s}$  iar din datele anterioare,  $\rho_a = 8,05 \text{ kg/m}^3$ .

**R.** Se aplică relația (4.9):  $d_{32} = 1,445 (0,25 \cdot 10^{-3})^{0,6607} \cdot (29 \cdot 10^{-4})^{0,1927} \cdot (55,8 \cdot 10^{-4})^{0,1466} / (8,05)^{0,266} \cdot (860)^{0,0733} \cdot (150)^{0,532} = 34,5 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 34,5 \text{ μm}$ . Diametrul mediu aritmetic este  $d_{10} = 17,66 \text{ μm}$ .

Se aplică relația (4.5) în care constanta dimensională  $d_R$  se calculează după (4.6) astfel că:  $d_R = 25 \cdot 10^{-3} [(5,136 - 0,22 \cdot 10^{-5} \cdot 860 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 150^2 / 29 \cdot 10^{-4}) (1 - 0,64 / \lg(860 / 8,05))] / (0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 150 \cdot 860 / 55,8 \cdot 10^{-4})^{0,29} = 0,066 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 66 \text{ μm}$ .

Din relația (4.5) rezultă  $d_{32} = 66 [\Gamma(1) / \Gamma(1 - 1/m)]^{1/(3-2)}$ . Se ia  $m = 2$  și se ține seama că  $\Gamma(1 - 1/m) = \Gamma(1 + (m - 1)/m) / (m - 1)/m$ , adică  $\Gamma(1 - 1/2) = \Gamma(1 + 0,5) / 0,5 = 0,8862 / 0,5 = 1,772$  iar  $d_{32} = 66 / 1,772 = 37,2 \text{ μm}$ , valoare foarte apropiată de cea anterioară.

**Omogenitatea pulverizării.** În cazul ideal, toate picăturile au același diametru — pulverizarea este perfectă, omogenitatea este maximă. În realitate pulverizarea este imperfectă. Dacă  $d_{su}$  este diametrul mediu cel mai probabil, o abatere  $\Delta d_{su} = d_1 - d_2$  față de  $d_{su}$  (fig. 4.7, a) are o probabilitate mai mică sau mai mare, determinată de funcția de repartitie  $\dot{\Phi}$ . Cu cît aria  $F = \dot{\Phi} \Delta d_{su}$  este mai mare cu atît frecvența de apariție a picăturilor cu diametrele cuprinse în intervalul  $d_1 \dots d_2$  este mai mare. Prin omogenitatea pulverizării se înțelege frecvența de apariție a unor picături cu diametrele cuprinse într-un interval determinat, centrat în jurul diametrului mediu  $d_{su}$ . Se observă că o măsură a omogenității este aria  $F$ . Pentru distribuția Rosin-Rammler omogenitatea este cu atît mai mare cu cît factorul de împrăștiere  $m$  este



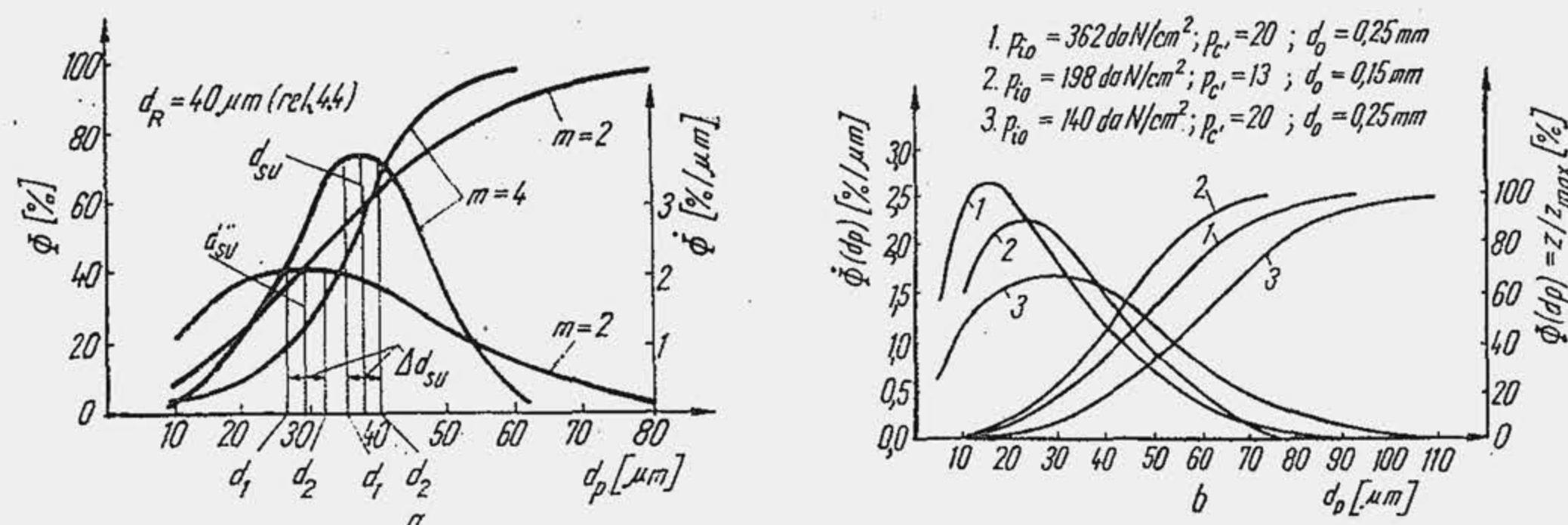


Fig. 4.7. Influența unor factori asupra caracteristicii de distribuție a picăturilor.

mai mare, sau, cu cât ramurile funcției de repartiție dimensională  $\Phi$  sînt mai apropiate de diametrul cel mai probabil. Funcția  $\Phi$  precizează și finețea pulverizării, deoarece vîrfurile curbei corespund diametrului mediu: cu cât vîrfurile curbei sînt mai apropiate de ordonată cu atît finețea de pulverizare este mai mare ( $d_{su}^* < d_{su}$ ). Curba  $\Phi$  se mai numește caracteristica pulverizării. În figura 4.7, b se arată trei caracteristici de pulverizare. Curba 1, în comparație cu 2 și 3 arată o omogenitate și finețe de pulverizare mai înalte.

Penetrația jetului reprezintă drumul  $L$  parcurs de partea frontală a jetului într-un timp determinat. Penetrația trebuie să fie astfel încît în timpul injectiei, jetul să străbată întreaga cameră de ardere fără să atingă pereții reci ai cilindrului (cazul optim 3, figura 4.8). Dacă penetrația este mare (1) combustibilul ajunge pe oglinda cilindrului, unde suferă modificări chimice lente, arde incomplet, produce depozite de calamină în camera de ardere și fum în gazele de evacuare. Dacă penetrația jetului este mică (2) rămîn zone periferice de aer neutilizate, iar combustibilul arde incomplet, deși în camera de ardere există aer în exces.

Se notează cu  $W_x$  — viteza frontului jetului, la distanța  $L$  de orificiu, după axa  $x$  care este și axa orificiului injectorului (v. fig. 4.2). Prin definiție, penetrația  $L$  este

$$L = \int_0^{\tau} W_x d\tau. \quad (4.10)$$

Există mai multe încercări de determinare a vitezei  $W_x$  și a penetrației  $L$ . O încercare simplă consideră că jetul înaintază într-un mediu în nemișcare. Se scrie principiul lui D'Alembert  $m_p \cdot dW_x/d\tau + R_p = 0$ , unde  $m_p$  este masa picăturii, iar  $R_p$  — rezistența la înaintare a picăturii; în cazul cel mai simplu  $R_p = \psi \rho_a (\pi/4) d_p^2 W_x^2$ ,  $\psi$  fiind coeficientul de rezistență. În ipoteza  $\psi = ct$  se obține ecuația diferențială —  $dW_x/d\tau = c(\rho_a/\rho_c) (\psi/d_p) W_x^2$ . Se admite  $\psi = 12,5/(Re)^{0,5}$ , iar ecuația diferențială devine  $dW_x/d\tau = -2k_1 W_x^{1,5}$  care prin integrare dă:  $(1/W_x^{0,5}) - (1/W_0^{0,5}) = K\tau$ , unde  $K = k(\rho_a/\rho_c) v_c^{0,5}/(d_0)^{1,5}$ ,  $v_c$  — fiind viscozitatea cinematică a combustibilului. Pentru un ansamblu de încercări s-a obținut  $k = 4,7$ . Substituind pe  $W_x$  în relația (4.10) rezultă penetrația jetului

$$L = W_0 \tau / (K \tau / W_0 + 1). \quad (4.11)$$

$$\tau = \frac{\alpha}{6\pi} = \frac{30}{6 \cdot 3000} = 1,66 \cdot 10^{-3} s$$

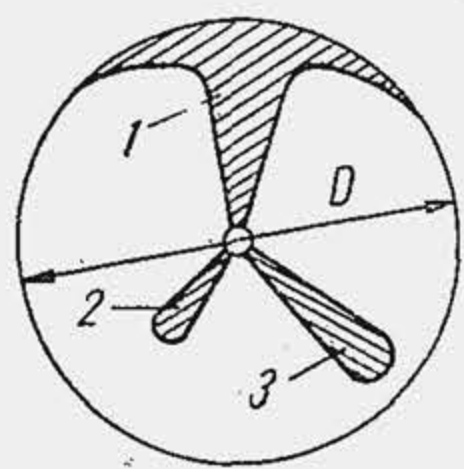


Fig. 4.8. Schemă pentru definirea penetrației optime a jetului.

Din cauza constantei  $k$ , relația este aplicabilă într-un număr restrîns de cazuri.

Se consideră că penetrația este determinată de structura jetului, care se modifică pe măsura înaintării. S-au deosebit două structuri [17]. Structura inițială a jetului este alcătuită dintr-o vîină lichidă și o anvelopă de picături și este determinată de procesul continuu de pulverizare. Structura finală a jetului este definită numai de picăturile de combustibil. În mod corespunzător, înaintarea jetului se face în două etape. Penetrația și viteza jetului sînt precizate de relațiile generale ale lui A. S. Lișevski

$$L[m] = A \frac{d_0^a W_0^b \rho_c^c \eta_c^d \tau^e}{\rho_a^f \sigma_c^g}; \quad (4.12)$$

$$W_x[m/s] = B \frac{d_0^a W_0^b \rho_c^c \eta_c^d}{L^e \rho_a^f \sigma_c^g}; \quad (4.13)$$

iar coeficienții  $a \dots g$  se diferențiază pentru etapa inițială  $L_1$ ,  $W_{x1}$  și etapa finală  $L_2$ ,  $W_{x2}$  (tab. 4.1). Inițial se calculează penetrația limită  $L_l$ , care separă cele două etape; apoi, se calculează  $L_1$  și se compară cu  $L_l$ . Dacă  $L_1 \leq L_l$ , jetul este în etapa inițială. La motoarele de autovehicule, uzual  $L_l > D/2$ ,  $D$  fiind alezajul, astfel că, practic, se aplică numai relațiile pentru  $L_1$  și  $W_{x1}$ . P. H. Schweitzer nu ține seama de structura jetului și stabilește pentru  $L$  relația

$$L[m] = 162,3 \cdot \sqrt{Y d_0} \cdot \sqrt{\tau} \Delta p^{0,25}, \quad (4.14)$$

unde  $Y = R(1 + 673 R^2)$ ,  $R = \rho_a/\rho_c$  iar  $\Delta p = p_{i0} - p_c$ . Unitățile de măsură pentru relațiile (4.11) ... (4.13) sînt arătate în tabela 4.1.

Relația (4.12) arată, într-o formă mai completă, factorii de care depinde penetrația  $L$ . Se observă că ea crește cu  $d_0$ ,  $W_0$ ,  $\rho_c$ ,  $\eta_c$ ,  $\tau$  și scade la mărirea lui  $\rho_a$ ,  $\sigma_c$ . Dacă se compară relațiile (4.11) cu (4.9) rezultă că finețea pulve-

Tabela 4.1

Valorile coeficienților din relațiile (4.12) și (4.13)

Mărimea	Coeficienții								
	A	B	a	b	c	d	e	f	g
Penetrația $L_1$	0,067	—	0,39	1,04	0,59	0,16	0,7	0,5	0,25
Penetrația $L_l$	8,85	—	0,85	0,5	0,45	0,8	0,0	0,6	0,65
Penetrația $L_2$	0,51	—	0,525	0,71	0,525	0,16	0,5	0,5	0,185
Viteza $W_{x1}$	—	0,0149	0,556	1,48	0,841	0,228	0,43	0,715	0,354
Viteza $W_{x2}$	—	0,13	1,05	1,42	1,05	0,32	1,0	1,0	0,37

Unități de măsură:  $d_0$  [m];  $W_0$  [m/s];  $\rho_c$  [kg/m³];  $\eta_c$  [Ns/m²];  $\tau$  [s];  $\rho_a$  [kg/m³];  $\sigma_c$  [N/m];  $L$  [m];  $p_i$  și  $p_c$ , [N/m²]; aceleași și pentru relațiile (4.6) ... (4.9).



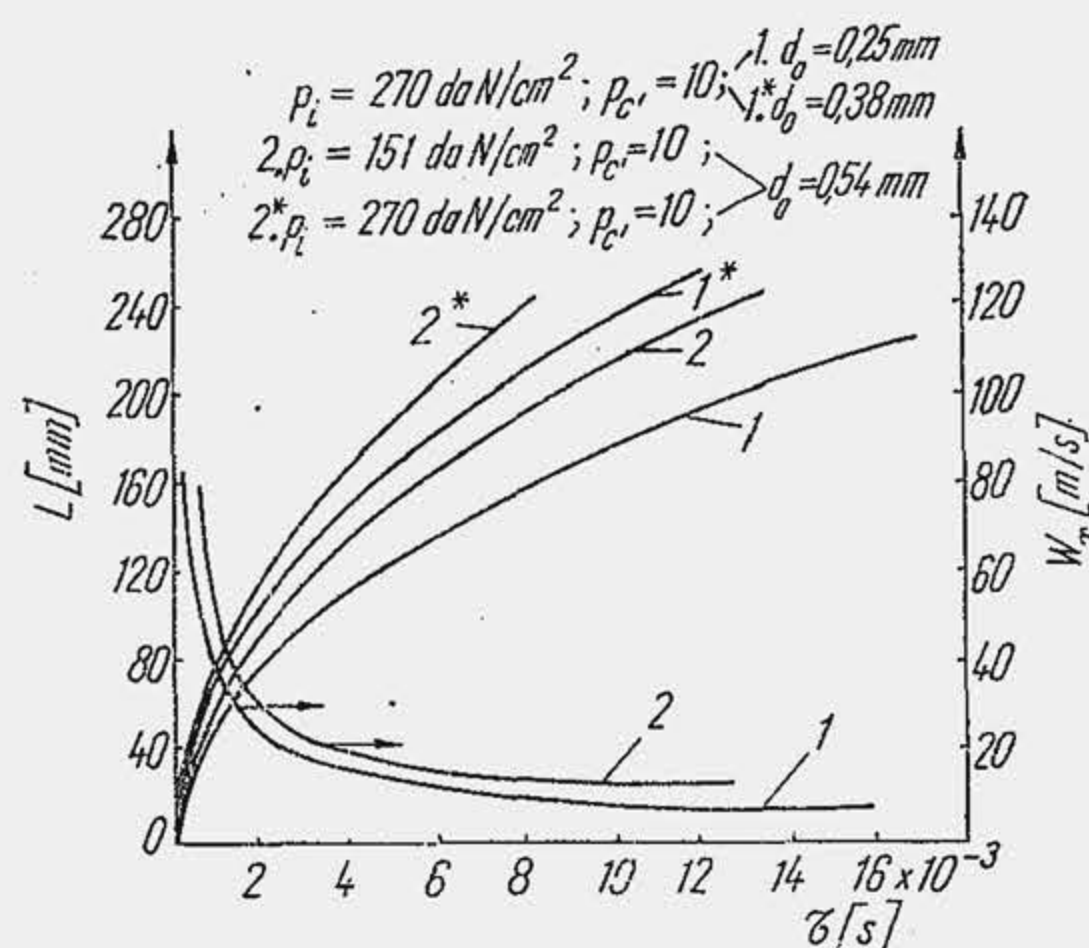


Fig. 4.9. Influența unor factori asupra vitezei frontale și penetrației jetului.

de pulverizare, dar reduce mult penetrația ( $d_{32} \sim 1/\rho_a^{0.266}$ ;  $L \sim 1/\rho_a^{0.5}$ ) astfel încât aerul periferic rămâne evident neutilizat. Dacă se compară relațiile (4.12) cu (4.14) se observă că în ambele relații intervin practic aceleași mărimi ( $\Delta p$  înseamnă  $W_0^2$  — v. rel. 4.1), dar ponderate diferit, ceea ce subliniază necesitatea completării cercetărilor teoretice cu cele experimentale.

**Exemplul numeric 4.4.** Să se determine penetrația jetului după 18°RA, pentru motorul și combustibilul cu caracteristicile menționate în exemplul numeric 4.3, care are  $n = 3000$  rot/min.

**R.** Durata deplasării jetului este  $\tau = 18/6 \cdot 3000 = 1 \cdot 10^{-3}$  s. a) Se aplică relația (4.11). Se calculează  $v_c = \eta_c/\rho_c = 55,8 \cdot 10^{-4}/860 = 6,8 \cdot 10^{-6}$  [m/s]. Se calculează  $K = 4,7(8,05/860) \cdot (6,8 \cdot 10^{-6})^{0.5}/(0,25 \cdot 10^{-3})^{1.5} = 32,6$ . Se calculează  $L = 150 \cdot 1 \cdot 10^{-3} / (33,1 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \sqrt{150 + 1}) = 0,106$  m = 106 mm; b) Se aplică relația (4.12). Se calculează  $L_1 = 8,85 \cdot (0,25 \cdot 10^{-3})^{0.65} \cdot 150^{0.5} \cdot 860^{0.45} \cdot (558 \cdot 10^{-5})^{0.8}/8,05^{0.6} \cdot (29 \cdot 10^{-3})^{0.65} = 0,088$  m = 88 mm; se calculează  $L_2 = 0,067 \cdot (0,25 \cdot 10^{-3})^{0.39} \cdot 150^{0.64} \cdot 860^{0.59} \cdot (558 \cdot 10^{-5})^{0.16} \cdot (1 \cdot 10^{-3})^{0.7}/8,05^{0.5} \cdot (29 \cdot 10^{-3})^{0.25} = 0,077$  m = 77 mm. Se observă că  $L_1 < L_2$ ; c) Se aplică relația (4.14). Se calculează  $Y = (8,05/860)/(1 + 673 \cdot 8,05/860)^2 = 1,75 \cdot 10^{-4}$ ; se calculează  $L = 162,3 (1,75 \cdot 10^{-4} \cdot 0,25 \cdot 10^{-3})^{0.5} \cdot (1 \cdot 10^{-3})^{0.5} \cdot ((243 - 16,3) \cdot 10^5)^{0.25} = 0,074$  m = 74 mm.

Ultimele două relații dau valori foarte apropiate: 77 și 74 mm. Valoarea dată de relația (4.11) diferă de valorile anterioare cu 41%, ca rezultat al ipotezelor simplificatorii adoptate.

Unghiul de dispersie a jetului este unghiul conului format din tangentele la conturul jetului, concurente în orificiul injectorului (v. fig. 4.2). Unghiul de dispersie  $\delta_j$  ca și penetrația  $L$  ilustrează distribuția combustibilului în camera de ardere. Pentru pulverizatoare la care orificiul este controlat de un ac, s-a obținut relația:

$$\delta_j = 2 \arctg (0,0112 d_0^{0.39} W_0^{0.64} \rho_a^{0.5} / \rho_c^{0.11} \eta_c^{0.14} \sigma_c^{0.25}), \quad (4.15)$$

care evidențiază factorii de care depinde  $\delta_j$ .

rizării și penetrația sînt influențate de aceiași factori. Modificarea acestora într-un sens are efecte complexe, în unele cazuri contradictorii. Astfel, dacă se dorește o finete înaltă de pulverizare ( $d_{32}$  mic), la proiectare se mărește pe  $W_0$ , ceea ce amplifică însă și penetrația  $L$  care poate depăși limitele admisibile. Dacă se acționează simultan și asupra lui  $d_0$ , micșorîndu-l,  $d_{32}$  scade, iar produsul  $d_0^a \cdot W_0^b$  variază în limite restrînse, iar  $L$  ar putea fi menținut aproape neschimbat (fig. 4.9). Dacă se trece de la un motor cu admisiune normală la un motor supraalimentat,  $\rho_a$  crește sensibil, ceea ce îmbunătățește finețea

**Exemplul numeric 4.5.** Să se determine unghiul de dispersie a jetului, în condițiile menționate în exemplele numerice 4.3 și 4.4.

**R.**  $\delta_j = 2 \arctg [0,0112 \cdot (0,25 \cdot 10^{-3})^{0.39} \cdot (150)^{0.64} \cdot (8,17)^{0.5} / 860^{0.11} \cdot (558 \cdot 10^{-5})^{0.14} \cdot (29 \cdot 10^{-3})^{0.25}] = 8^\circ 25'$

**Fenomene de instabilitate în jet.** Experimental s-a constatat [17] că unghiul  $\delta_j$  este independent de timp numai după un interval de timp relativ mare, de la începutul injectiei (fig. 4.10). Pe prima parte a injectiei, unghiul  $\delta_j$  scade sensibil cu timpul. Instabilitatea crește cu mărirea lui  $d_0$  și a presiunii  $p_i$ .

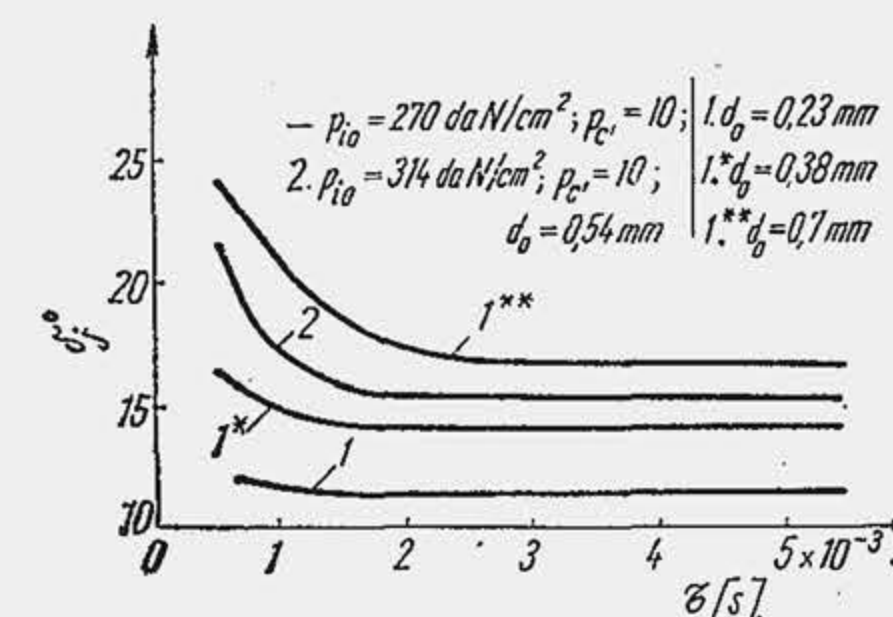


Fig. 4.10. Influența unor factori asupra unghiului de dispersie.

## 4.2. VAPORIZAREA COMBUSTIBILULUI

În motoarele cu ardere internă vaporizarea are loc în condiții variate. La MAS, combustibilul se vaporizează în conducta de admisiune la o temperatură apropiată de temperatura  $T_0$  a mediului ambiant; la MAC, vaporizarea începe imediat după declanșarea injectiei, la o temperatură de 2,5... 3,0 ori mai mare decât  $T_0$ . La MAC, vaporizarea continuă în timpul arderii, în condiții deosebite: unele picături de combustibil sînt înconjurate de o anvelopă de flacără cu temperatura de circa 2500 K. Flacăra intensifică vaporizarea prin transfer radiant de căldură. Indiferent de tipul motorului, vaporizarea are loc într-un mediu cu mișcare intensă: mișcare turbulentă și mișcare dirijată. Pulsațiile turbulente amplifică difuzia vaporilor de combustibil și intensifică vaporizarea; mișcarea dirijată la rîndul ei modifică favorabil cîmpul de concentrație. În fine se observă că anvelopa jetului conține particule cu diametre foarte diferite.

**Vaporizarea la temperatură joasă.** Se consideră o picătură sferică de combustibil, de rază  $r_p$ , în repaus (fig. 4.11), înconjurată de aer în repaus. Procesul de vaporizare decurge staționar izobar-izoterm și este determinat de difuzia vaporilor (difuzie moleculară) de la suprafața picăturii în mediul înconjurător. Se notează cu  $C_s$  concentrația vaporilor de combustibil la suprafața picăturii, în kmoli/m<sup>3</sup>, egală cu concentrația de vapori saturați și cu  $C_r$  — concentrația la distanța  $r$  de centrul picăturii. Întrucît  $C_r < C_s$  se formează un cîmp de concentrație, reprezentat prin gradientul concentrației  $dC/dr$ ; procesul de transfer de masă care se dezvoltă sub acțiunea cîmpului de concentrație este descris simplu de legea lui Fick, pentru difuzia moleculară. Astfel, dacă  $\Delta v_D$  reprezintă densitatea fluxului molecular de vapori, adică numărul de kilomoli, care trece prin unitatea de suprafață în unitatea de timp [kmoli/m<sup>2</sup>s]

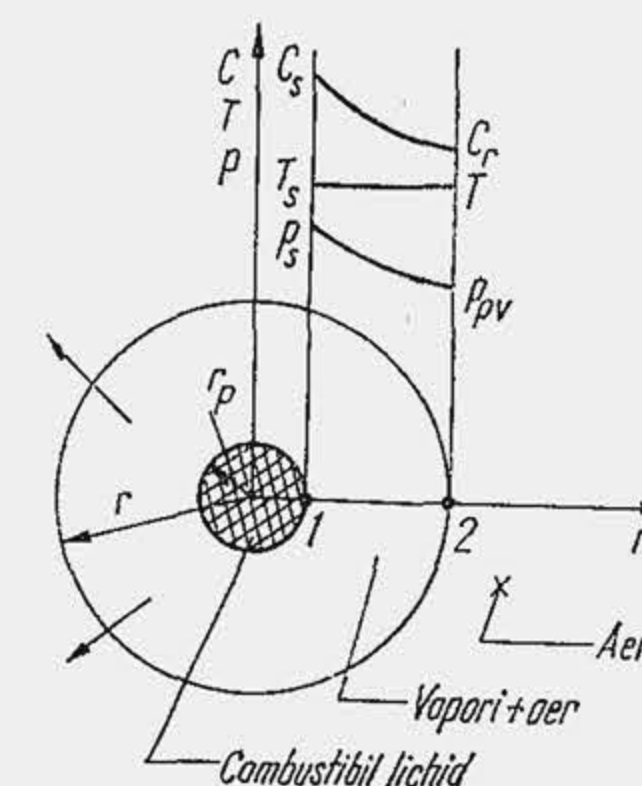


Fig. 4.11. Schema vaporizării picăturii de combustibil.



atunci legea lui Fick spune că  $\Delta v_D$  este proporțional cu gradientul concentrației

$$\Delta v_D = -D \frac{dC}{dr} [\text{kmol/m}^2\text{s}] \quad (4.16)$$

unde  $D$ , coeficientul de proporționalitate se numește *coeficient de difuzie* și are dimensiunile  $\text{m}^2/\text{s}$ . Se observă că prin legea lui Fick, transferul de masă este descris analog cu transferul de căldură prin conducție (legea lui Fourier):  $q [\text{kJ/m}^2\text{s}] = -\lambda(dT/dr)$  unde  $dT/dr$  este gradientul de temperatură, iar  $\lambda$  — coeficientul de proporționalitate care se numește *coeficient de conductibilitate*.

Într-un volum  $V$  se găsesc  $v_{cb}$  kmoli vapori de combustibil și  $v_a$  vapori de aer, la temperatură constantă  $T$ . Se determină presiunea parțială a vaporilor de combustibil  $p_{pv}$  pe baza ecuației de stare  $p_{pv}V = v_{cb}RT$ . Concentrația vaporilor în amestecul aer-combustibil este

$$C = v_{cb}/V = p_{pv}/RT [\text{kmol/m}^3], \quad (4.17)$$

iar gradientul concentrației devine

$$dC/dr = (1/RT)dp_{pv}/dr, \quad (4.18)$$

adică gradientul concentrației este proporțional cu gradientul presiunii parțiale a vaporilor.

*Viteza momentană de vaporizare a picăturii* reprezintă variația elementară a masei de combustibil vaporizat  $dm_v$  în timpul elementar  $d\tau$ , adică  $\dot{m}_v = dm_v/d\tau$ . Masa vaporilor de combustibil  $m_v$  este  $m_v = v_{cb}M_c$  unde  $M_c$  este masa moleculară a combustibilului; suprafața de difuzie a vaporilor este suprafața sferică a picăturii de rază  $r_p$ ,  $A_p = 4\pi r_p^2$ . Cu relațiile anterioare se obține

$$\dot{m}_v [\text{kg/s}] = A_p \Delta v_D M_c = -A_p M_c D \frac{dC}{dr} = -A_p \frac{M_c D}{RT} \frac{dp_{pv}}{dr} \quad (4.19)$$

Gradientul de presiune sau de concentrație se determină simplu, aproximînd derivata prin diferențe finite. Se ține seama că pentru  $r = r_p$  rezultă  $C = C_s$  și  $p_{pv} = p_s$ ;  $C_s$ ,  $p_s$  sînt concentrația, respectiv presiunea vaporilor saturați. Rezultă (v. fig. 4.11):

$$\frac{dC}{dr} = \frac{C_s - C_r}{r - r_p} \quad (4.18^*); \quad \frac{dp_{pv}}{dr} = \frac{p_{pv} - p_s}{r - r_p} \quad (4.18^{**})$$

Pentru  $r \gg r_p$  rezultă  $r - r_p \simeq r$ , iar relația (4.19) devine

$$\dot{m}_v = A_p M_c \frac{D}{r} (C_s - C_r) = A_p \frac{M_c}{RT_s} \cdot \frac{D}{r} (p_s - p_{pv}). \quad (4.20)$$

unde s-a făcut substituția (în baza ipotezei că procesul este izobar-izoterm)  $T = T_s$ ,  $T_s$  fiind temperatura vaporilor saturați.

Pentru a exprima influența mișcării asupra vitezei  $\dot{m}_v$  se face analogia între transferul convectiv de masă și transferul convectiv de căldură. Relația lui Newton pentru convecția căldurii este  $q [\text{kJ/m}^2\text{h}] = C_c(T_2 - T_1)$  unde  $C_c$  este coeficientul de convecție iar  $T_1$ ,  $T_2$  temperaturile în două puncte. Se definește, în mod analog, transferul convectiv de masă

$$\Delta v_D [\text{kmol/m}^2\text{s}] = C_d(C_1 - C_2) = C_d(p_1 - p_2)/RT. \quad (4.21)$$

Dacă se substituie relația (4.18\*) sau (4.18), (4.18\*\*) în (4.16) se obține

$$\Delta v_D = \frac{D}{r} (C_s - C_r) = \frac{1}{RT} \cdot \frac{D}{r} (p_s - p_{pv}), \quad (4.22)$$

relații care prin identificare cu (4.21) definesc coeficientul de transfer difuziv  $C_d = D/r$ . Analogia dintre transferul convectiv de masă și de căldură se dezvoltă în continuare. Relația de similitudine pentru transferul convectiv de căldură este  $Nu = c(Re)^x(Pr)^y$ , unde  $Nu = C_c L/\lambda$ ,  $L$  fiind o lungime caracteristică (v. par. 3.4). Relația  $C_d = D/r$  se transformă într-un criteriu adimensional ( $C_d L/D = \text{ct}$ ), care reprezintă criteriul lui Nusselt pentru transferul de masă —  $Nu^* = C_d L/D$  — sau criteriul lui Sherwood (Sh). Analog cu relația  $Nu = f(Re, Pr)$  s-a găsit  $Nu^* = f(Re, Sc)$  unde  $Sc$  este criteriul lui Schmidt  $Sc = \nu/D$ , ceea ce subliniază asemănarea cu numărul lui Prandtl  $Pr = \nu/a$ ;  $a$  și  $D$  au aceleași dimensiuni,  $\text{m}^2/\text{s}$ ; pentru mișcări laminare  $D = a$ ; pentru mișcări turbulente  $D/a > 1$  ( $D/a = Le$  — numărul lui Lewis). Pe baza experiențelor lui N. Froessling s-a explicitat funcția  $f(Re, Sc)$  sub forma

$$Nu^* = 2(1 + c^*(Re)^x(Sc)^y) \quad (4.23)$$

pentru  $Re = WL/\nu$  se consideră că  $W$  este viteza relativă aer-picătură. Se admite  $L = 2r_p$ , adică dimensiunea caracteristică este tocmai diametrul picăturii. Se substituie în relația (4.20) coeficientul  $C_d = D/r$  în funcție de  $Nu^*$  ( $C_d = Nu^*D/2r_p$ ), după care se exprimă viteza de vaporizare

$$\dot{m}_v = A_p M_c \frac{Nu^* D}{2r_p} (C_s - C_r) = A_p M_c \frac{Nu^* D}{2r_p RT_s} (p_s - p_{pv}); \quad (4.24)$$

ținînd seama de (4.23) rezultă

$$\dot{m}_v = A_p M_c \frac{D}{r_p} (C_s - C_r) (1 + c^*(Re)^x(Sc)^y) = A_p \frac{M_c}{RT_s} \cdot \frac{D}{r_p} (p_s - p_{pv}) (1 + c^*(Re)^x(Sc)^y) \quad (4.25)$$

Relația (4.25) se reduce la (4.20) cînd mișcarea se anulează adică  $w = 0$  și  $Re = 0$ .

Din teoria cinetico-moleculară se știe că pentru aer  $D [\text{m}^2/\text{s}] = 9,58 \cdot 10^{-6} \sqrt{T/p}$ ,  $T$  în  $K$ , iar  $p$  în  $\text{daN/cm}^2$ . Pe de altă parte s-a determinat experimental relația  $p_{pv} = p/60\lambda$ . Se aplică relația (4.25) la MAS, substituind pe  $D$  ( $D = a \sqrt{T/p}$ ; pentru difuzie aer-aer  $a = 9,58 \cdot 10^{-6}$ ) și  $p_{pv}$ ;

$$\dot{m}_v = 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot r_p \frac{M_c}{RT_s} \sqrt{T_{ga}} \left( \frac{p_s}{p_{ga}} - \frac{1}{60\lambda} \right) (1 + c^*(Re)^x(Sc)^y), \quad (4.26^*)$$



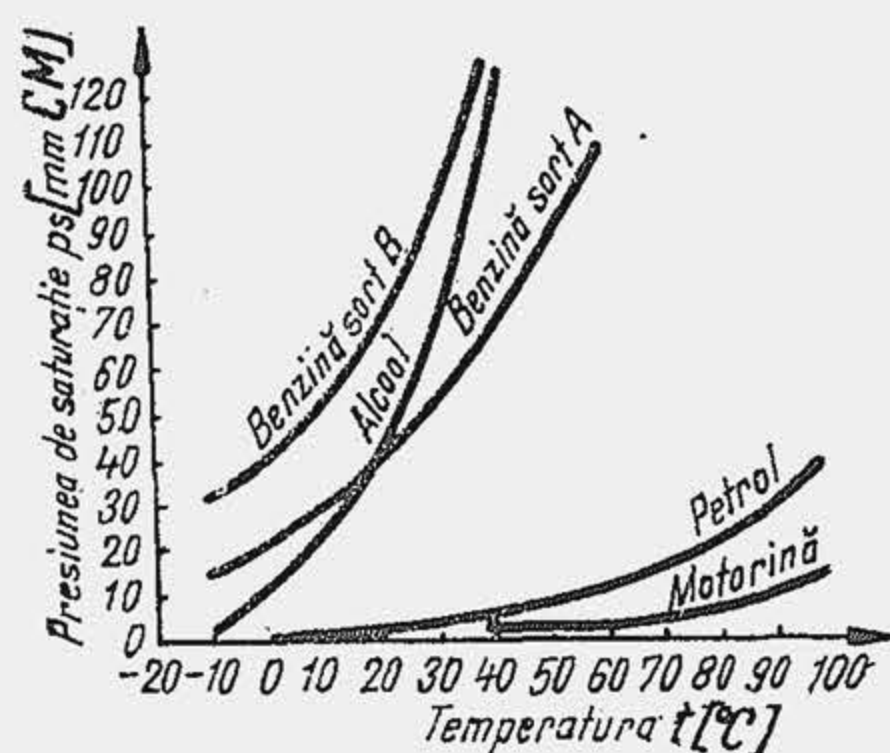


Fig. 4.12. Curbele de saturație a unor combustibili.

cît amestecul este mai sărac. Curbele de saturație \* arată o creștere rapidă a presiunii de saturație cu temperatura pentru benzina de autovehicul (fig. 4.12). Un factor hotărîtor care amplifică viteza de vaporizare este viteza relativă dintre aer și combustibil care apare în numărul Re. Mărirea vitezei de curgere a aerului reprezintă o soluție restrictivă pentru că micșorează gradul de umplere. Viteza de vaporizare se reduce la turajia de moment maxim (performanța de moment maxim se compromite), deoarece consumul de aer scade aproximativ în raportul  $n_M/n_P$  ceea ce reduce și viteza de curgere a aerului în același raport. Carburatorul multiplu în trepte (v. par. 17.3.6) reprezintă o soluție de ameliorare a procesului de vaporizare la reducerea consumului de aer.

Relația (4.26) definește viteza de vaporizare a unei picături. Numărul  $z$  de picături de diametru  $2r_p$  rezultă din relația (v. ex. num. 4.1):  $\dot{m}_c = z(4/3) \cdot \pi r_p^3 \rho_c$  astfel că viteza globală de vaporizare va fi  $\dot{m}_{vg} = z \cdot \dot{m}_v$  sau  $\dot{m}_{vg} \sim z \cdot r_p = \dot{m}_c / (\pi/3) \cdot (2r_p)^2 \rho_c$ , ceea ce arată că viteza globală de vaporizare este invers proporțională cu pătratul diametrului picăturii. Dacă se admite calitativ, pentru diametrul picăturii relația (4.8) —  $d_{32} = 2r_p$  — atunci pe această cale se evidențiază influențe suplimentare asupra vitezei globale de vaporizare.

Masa elementară cu care se micșorează picătura de combustibil este  $dm_p = -\rho_c dV$  iar viteza de vaporizare devine

$$\dot{m}_v = \rho_c dV/d\tau = -\rho_c d(\pi d_p^3/6)/d\tau = -\rho_c (\pi/4) d_p d(d_p^2)/d\tau. \quad (4.27)$$

Egalînd relațiile (4.25) cu (4.27) rezultă ecuația diferențială  $d(d_p^2) = K d\tau$ , care se integrează în limitele  $\tau = 0 \dots \tau$  și  $d_{p0} \dots d_p$  unde  $d_{p0}$  este diametrul inițial al picăturii la momentul  $\tau = 0$ , rezultă

$$d_p^2 = d_{p0}^2 - K\tau, \quad (4.28)$$

\* Curbele de saturație reprezintă dependența presiunii de saturație de temperatură și împart cîmpul diagramei  $p \cdot T$  în două domenii: cel aflat deasupra curbei corespunde lichidului, cel aflat dedesubt corespunde vaporilor, punctele de pe curbă corespund coexistenței în stare de echilibru a lichidului și vaporilor. Valoarea mică a presiunii de saturație a motorinei, de exemplu la  $+40^\circ\text{C}$ , aproximativ de 30 ori mai mică decît a benzinei, arată că motorina nu e volatilă și explică de ce ea nu se poate folosi drept combustibil MAS.

unde

$$K = (8M_c/\rho_c RT_s) D(p_s - p_{pv})(1 + c^*(\text{Re})^x(\text{Sc})^y) \quad (4.29)$$

Relația fundamentală (4.28) arată că diametrul picăturii de combustibil la un moment dat, depinde de diametrul inițial (de aici dezideratul pentru o finețe înaltă de pulverizare cu diametrul mediu  $d_{32} = d_{p0}$  cît mai mic), variază invers proporțional cu timpul și este cu atît mai mic, după intervalul de timp  $\tau$ , cu cît constanta de vaporizare  $K$  este mai mare. Constanta  $K$  face posibil calculul vaporizării în condițiile mișcării relative a aerului și picăturii, deoarece coeficientul de difuzie  $D$  se determină experimental pentru picătura în repaus, iar influența mișcării se exprimă prin numărul Re (pentru convecția forțată s-a găsit  $c^* = 0,276$ ,  $x = 1/3$ ;  $y = 1/2$ ).

**Vaporizarea la temperatura înaltă.** La MAC, chiar de la început, există o mare diferență între temperatura picăturii (apropiată de temperatura mediei ambiant) și temperatura aerului din cilindru. De aceea, modelul de vaporizare cercetat anterior se completează cu o altă realitate fundamentală: între picătură și mediu are loc un transfer de căldură (simultan cu schimbul de substanță).

Se obține viteza de vaporizare

$$\dot{m}_v = (4\pi\lambda_v/c_{pv})[r_p/(1 - r_p/r)] \ln [1 + (c_{pv}/L_v)(T - T_p)], \quad (4.30)$$

care depinde de  $\lambda_v$ ,  $c_{pv}$  și  $L_v^*$ . Se substituie în relația (4.30), ca și în cazul anterior, pe  $\dot{m}_v$  din (4.27) —  $\dot{m}_v = -\rho_c (\pi/4) d_p^2 d(d_p)/d\tau$  și se obține, după integrare, relația (4.28) în care, constanta  $K$  are expresia

$$K = (8\lambda_v/c_{pv}\rho_c) \ln [1 + (c_{pv}/L_v)(T - T_p)].$$

Tratamentul simplu, prezentat, se completează ținînd seama de condițiile particulare de desfășurare a procesului de vaporizare din MAC și anume, de supraîncălzirea vaporilor de combustibil și de mișcarea relativă picătură — aer, care produce un transfer convectiv de masă și căldură. În final se ajunge la o relație de tipul (4.28):

$$d_p^m = d_{p0}^m - K\tau, \quad (4.31)$$

eforturile concentrîndu-se acum asupra parametrilor  $m$  și  $K$ . S-a găsit că pentru picătura în mișcare,  $m$  poate lua două valori suplimentare (în afară de  $m = 2$ )  $m = 5/3$  și  $m = 3/2$ . Constanta de vaporizare  $K$ , după [15] se exprimă sub forma  $K = K^* \cdot K^{**}$  unde  $K^*$  ține seama de difuzie, de proprietățile fizice ale combustibilului și de condițiile de stare a aerului iar  $K^{**}$  ia în considerare mișcarea relativă. Pentru  $K^*$  s-a găsit relația

$$K^* = 0,0293(B_1/\rho_c) D_0(T_p/p) \exp(-B_2/T_p), \quad (4.32)$$

unde  $B_1$  și  $B_2$  depind de natura combustibilului (prin  $c_{pv}$ ,  $\lambda_v$  și  $L_v$ ) iar  $D_0$  este coeficientul de difuzie redus la gradientul presiunilor parțiale ale vapo-

\*)  $\lambda_v$  este coeficientul de conductibilitate;  $c_{pv}$  — căldura specifică a vaporilor la  $p = ct$ ;  $L_v$  — căldura latentă de vaporizare.



rilor, la 0°C și 1 daN/cm<sup>2</sup> ( $B_1 = 6 \cdot 10^7$  daN/m<sup>2</sup>,  $B_2 = 4,15 \cdot 10^3$  K). Pentru  $K^{**}$  s-a obținut

$$K^{**} = 1 + (0,3d_p^2/N\tau) \ln (1 + (Re_0)^{0,5}N\tau/d_p^2), \quad (4.33)$$

unde  $N = 4,7\rho_a v_a/\rho_c$  iar  $Re_0$  este numărul  $Re$  inițial,  $Re_0 = W_0 d_p/\nu_a$ ,  $W_0$  fiind viteza la ieșirea din pulverizator. Pentru MAC-ul rapid s-a găsit experimental că în relația (4.28),  $K = 133 + 13,3 d_{10}$ , cu  $d_{10}$ ,  $d_p$  în  $\mu m$  și  $\tau$  în ms.

**Vaporizarea unui nor de picături.** Relațiile stabilite se referă la vaporizarea picăturii individuale. Au fost efectuate încercări pentru a determina viteza de vaporizare într-un jet, pentru un ansamblu de picături, care se caracterizează prin un diametru mediu statistic, de exemplu  $d_{su}$ .

### 4.3. MIȘCĂRILE FLUIDULUI MOTOR DIN CILINDRU

#### 4.3.1. Caracterizarea mișcărilor din cilindru. Investigația experimentală

Mișcările fluidului motor din cilindru reprezintă o realitate fizică fundamentală care folosită rațional a permis dezvoltarea motoarelor rapide și compacte din zilele noastre. Mișcările se grupează în două mari clase și anume: 1) mișcări dirijate, de viteză medie  $\bar{W}$ ; 2) mișcări dezordonate, de viteză  $\bar{W}$ . Cele două clase de mișcări se suprapun și dau o mișcare rezultantă, de viteză  $\bar{W}$ .

Mișcarea fluidului motor în cilindru se organizează după trei direcții distincte (fig. 4.13). Una dintre ele este paralelă la axa cilindrului — *mișcarea axială de viteză  $\bar{W}_a$* , celelalte două sînt conținute într-un plan normal pe axa cilindrului, paralel cu capul pistonului. În planul normal, una dintre direcții este chiar raza cilindrului — *mișcarea radială de viteză  $\bar{W}_r$* ; cealaltă direcție este normală pe raza cilindrului — *mișcarea tangențială de viteză  $\bar{W}_t$*  sau *mișcarea de rotație* în jurul axei cilindrului de viteză unghiulară  $\omega$  sau rotație  $n$ . Astfel, mișcarea rezultantă apare ca suma a trei componente  $\bar{W} = \bar{W}_a + \bar{W}_r + \bar{W}_t$ , fiecare componentă\* la rîndul ei fiind alcătuită dintr-o mărime medie ( $\bar{W}$ ) și una fluctuantă ( $\bar{W}$ ).

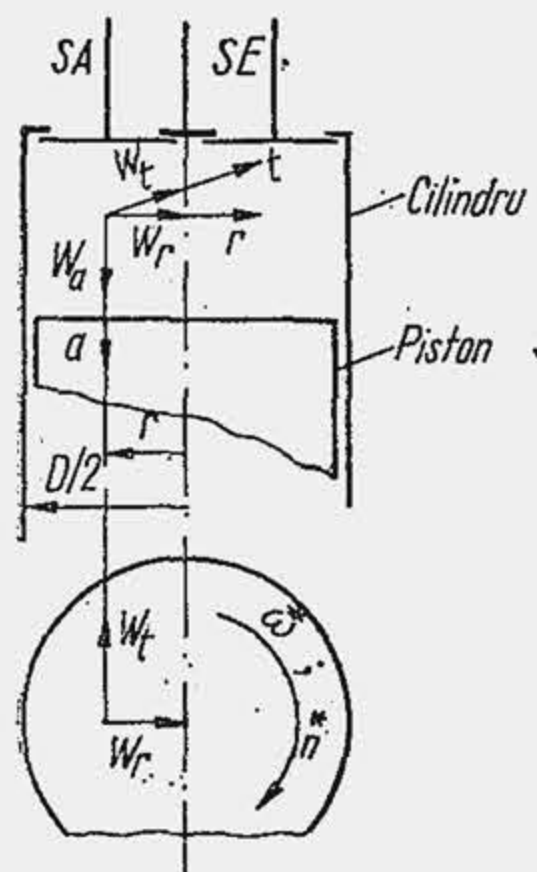


Fig. 4.13. Vitezele fluidului motor în cilindru.

Mișcările din cilindru se studiază prin metode optice, mecanice și electrice. Metodele optice permit vizualizarea mișcărilor. Se confecționează modele simple cu pereți transparenți, cu fluide care încorporează coloranți solubili. Pe capul pistonului se aplică vopsele sau particule solide fine, după care se fotografiază liniile de curent. Metode optice de mare complexitate sînt metoda Schlieren și metoda cu raze laser. Metodele electrice folosesc anemometrul

\* În literatură este răspîndită terminologia din limba engleză „squish” pentru mișcarea radială; „swirl” pentru mișcarea tangențială sau de rotație.

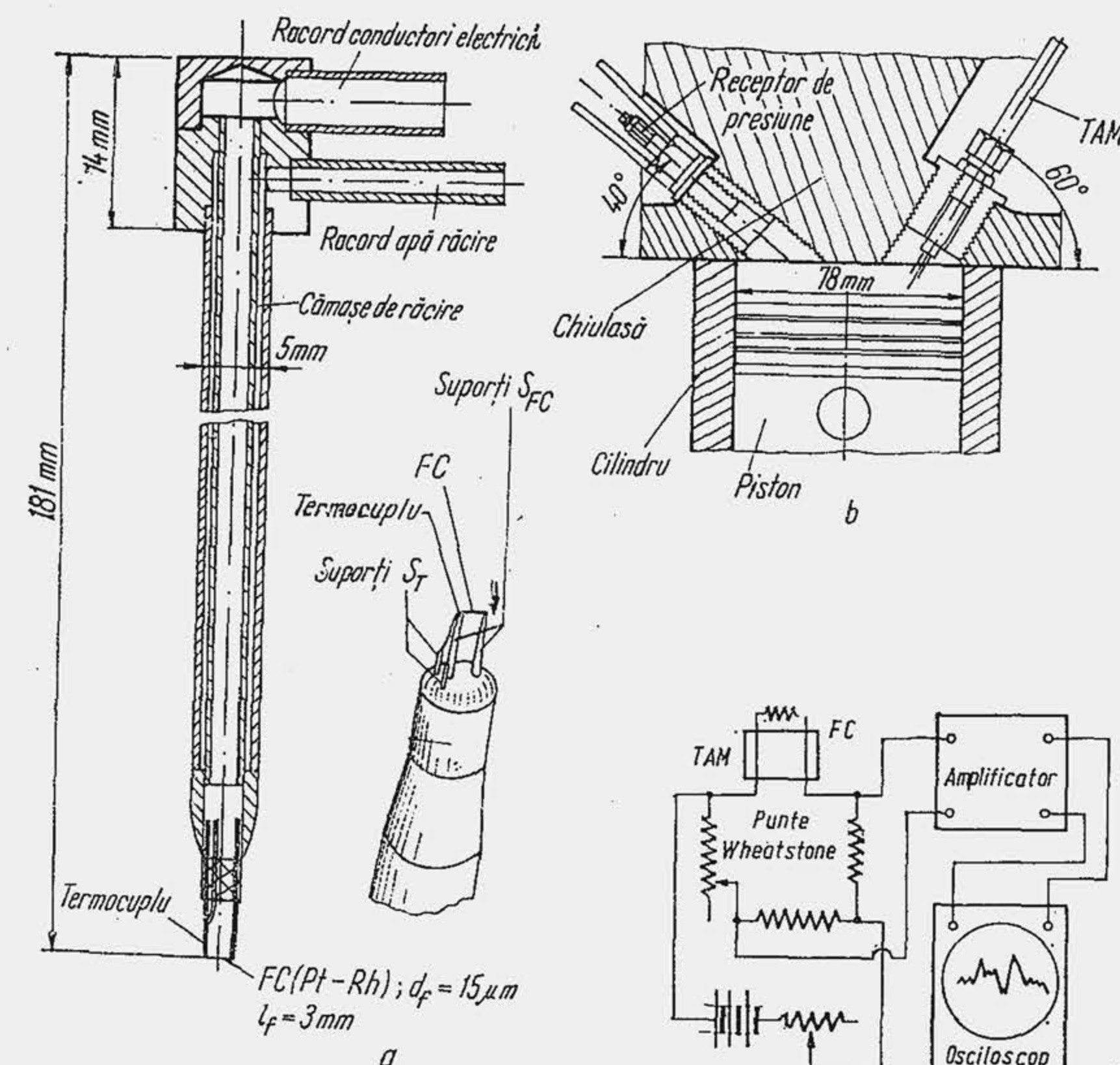


Fig. 4.14. Instalație pentru măsurarea vitezei locale a fluidului motor: a — termooanemometru cu fir cald; b — chiulasa cu termooanemometru și receptorul piezoelectric; c — schema electrică a instalației.

cu fir cald sau termooanemometru (TAM). Primele rezultate interesante privind mișcarea fluidului motor din cilindru au fost obținute cu un TAM, cu aproximativ un sfert de secol înainte [20]. În ultimii zece ani măsurările cu TAM în cilindrul motorului au făcut progrese însemnate [6], [7], [25].

TAM-ul este alcătuit dintr-un fir scurt de tungsten sau platină — firul cald FC — care se fixează pe doi suporturi  $S_{FC}$  montați în corpul C (fig. 4.14, a). Acesta din urmă se introduce în chiulasa motorului (b). Firul este încălzit de un curent electric și este inclus într-o punte Wheatstone (c). În unele cazuri, alături de firul cald se prevede un termocuplu T fixat pe doi suporturi  $S_T$  care măsoară temperatura firului. Bilanțul termic al firului este definit de egalitatea  $E = Q_c$ , unde E este energia curentului electric care trece prin FC iar  $Q_c$  — căldura cedată de fir, prin convecție, curentului de aer care trece peste el. Știind că  $E = I_f^2 R_f \tau$ , unde  $I_f$  este intensitatea curentului electric, iar  $R_f$  — rezistența electrică a firului și că  $Q_c = \pi d_f l_f C_{ef} (T_f - T) \tau$ , unde  $d_f$  este diametrul firului;  $l_f$  — lungimea firului;  $C_{ef}$  — coeficientul de convecție de la fir la fluidul motor;  $T_f$  — temperatura firului; T — temperatura fluidului motor din cilindru;  $\tau$  — timpul; rezultă

$$I_f^2 R_f = \pi d_f l_f C_{ef} (T_f - T). \quad (4.34)$$

Coeficientul  $C_{ef}$  este o funcție de viteza  $W$  a curentului (v. rel. 3.24), iar  $R_f$  este o funcție de temperatură. Dacă se asigură condiția  $I_f = ct$ , atunci egalitatea reprezintă o dependență de forma  $W = f(R_f)$ . Se măsoară rezistența  $R_f$  după etalonare și se obține viteza curentului perpendicular pe firul cald. Procedul mai răspîndit astăzi constă din măsurarea intensității  $I_f$  a curentului necesar pentru a menține rezistența  $R_f$  invariabilă. În acest



caz se obține dependența  $W = f(I_f)$ . Dimensiunea redusă a firului ( $d_f = 4...15 \mu\text{m}$ ;  $l_f = 2...3 \text{ mm}$ ) permite determinarea vitezelor locale și a fluctuațiilor locale de viteză. Firul are o rezistență mecanică redusă, de aceea se rupe ușor și se sudează frecvent. Sînt necesare măsuri speciale pentru a elimina particulele solide din fluidul motor. Viteza momentană a curentului de gaz se reprezintă pe ecranul unui osciloscop.

### 4.3.2. MIȘCAREA TURBULENTĂ

Se numește mișcare turbulentă mișcarea dezordonată a unor pachete de fluid (mase de fluid, elemente de volum) de dimensiuni diferite, cu viteze diferite, care se poate descrie cu valori medii, statistice. Se distinge *turbulență pe perete* (în stratul limită) și *turbulență liberă* (în masa fluidului). Valorile medii ale mărimilor care caracterizează turbulența se definesc în raport cu timpul sau în raport cu distanța și rezultă, ca urmare, două scări distincte ale turbulenței, o scară temporală și o scară spațială. În primul caz, *într-un punct dat din spațiu*, un anumit model de mișcare se repetă, mai mult sau mai puțin regulat, după un timp determinat; în al doilea caz, în două puncte distincte din spațiu, *la un moment dat*, se repetă un anumit model de mișcare, mai mult sau mai puțin regulat. Așadar, prin *scară a turbulenței* se înțelege distanța dintre două puncte (scară spațială) sau intervalul de timp într-un punct (scară temporală) după care se realizează mai mult sau mai puțin exact o anumită periodicitate a mișcării dezordonate.

Într-un punct dat din spațiu se măsoară viteza instantanee  $W$  (fig. 4.15) și se consideră că este alcătuită din două componente: o componentă de valoare medie  $\bar{W}$  constantă (regim permanent) sau variabilă (regim nepermanent) și o componentă fluctuantă  $\tilde{W}$ , care definește mișcarea dezordonată a pachetelor de fluid,

$$W = \bar{W} + \tilde{W}. \quad (4.35)$$

Deoarece mișcarea pachetelor este dezordonată, valoarea medie în timp a lui  $\tilde{W}$  este nulă, adică  $\bar{\tilde{W}} = (1/\tau) \int_0^\tau \tilde{W} d\tau = 0$ . De aceea, mișcarea pachetelor se mai numește *pulsatorie*, iar *turbulența reprezintă totalitatea pulsațiilor pachetelor de fluid*. Pentru a caracteriza gradul de turbulență a fluidului motor se definește *intensitatea absolută* a turbulenței  $W'$  care reprezintă rădăcina pătrată a mediei pătratelor vitezei  $\tilde{W}$  adică

$$W' = \sqrt{\overline{\tilde{W}^2}}; \quad (4.36)$$

intensitatea relativă a turbulenței (IRT) se definește prin raportul

$$IRT = W'/\bar{W} \quad (4.37)$$

și reprezintă 3...4% la curgerea fluidului printr-o conductă.

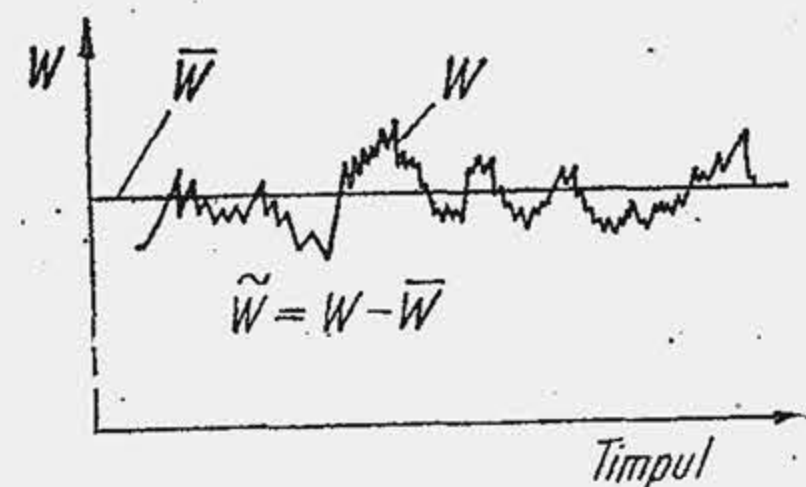


Fig. 4.15. Variația vitezei locale cu timpul.

Cînd mișcarea este dirijată (de exemplu, deplasarea fluidului prin o conductă) termenul  $\bar{W}$  din relația (4.35) reprezintă o mărime măsurabilă direct; termenul  $\tilde{W}$  din (4.35) se măsoară cu ajutorul TAM-ului. Ca urmare, fluctuația vitezei sau pulsația vitezei  $\tilde{W}$  se determină din relația (4.35) prin diferență:  $\tilde{W} = W - \bar{W}$ . În cilindrul unui motor există o mișcare dirijată după axa cilindrului de viteză  $W$  numai în cursa de admisiune (dacă nu se prevăd soluții constructive speciale pentru organizarea altor tipuri de mișcări dirijate). După încheierea procesului de admisiune, termenul  $\bar{W}$  își pierde semnificația. Pentru a face totuși posibilă determinarea pulsațiilor de viteză, în cursa de comprimare se definește o viteză medie în cilindru, ca medie a vitezei instantanee  $W$  determinată experimental. Apoi, prin diferență se calculează pulsația  $\tilde{W}$ . Deși această soluție este discutabilă —  $\tilde{W}$  reprezintă o mărime în sine, care caracterizează mișcarea dezordonată a pachetelor de fluid — totuși, de mai bine de două decenii măsurările și interpretările s-au dezvoltat în acest sens.

Cînd mișcarea turbulentă nu este întreținută, intensitatea ei scade treptat, în timp, pînă se anulează. Fenomenul de amortizare a mișcării turbulente este determinat de disiparea energiei cinetice a pachetelor de fluid în energia cinetică a moleculelor. Mecanismul de disipare a energiei turbulente, propus de A. N. Kolmogorov în anul 1941, presupune că pachetele de fluid se ordonează de la o dimensiune maximă — *scara maximă* a turbulenței, egală cu dimensiunea caracteristică a aparatului — pînă la o dimensiune minimă — *scara minimă* a turbulenței. În cilindrul motorului, *scara maximă* a turbulenței este determinată de dimensiunea maximă a cilindrului, de exemplu, alezajul  $D$  sau cursa  $S$ . Distanța dintre chiulasă și piston este o mărime variabilă pe ciclu, de aceea, apare rațional ca această distanță să reprezinte dimensiunea caracteristică a sistemului. Deși această particularitate nu s-a bucurat de atenție pînă acum, în lucrarea de față se propune că scara minimă a turbulenței, mărimea variabilă  $L_e$  definită de relația (3.31). Scara minimă a turbulenței este definită de dimensiunea celui mai mic pachet de fluid, a cărui energie cinetică se transformă prin forțele vîscoase în energia cinetică a mișcării moleculare. Între cele două dimensiuni extreme, pachetele de fluid au o varietate de dimensiuni intermediare.

Pachetele de dimensiuni mai mici există alături de pachetele de dimensiuni mai mari, dar și în interiorul acestora. Pachetele de dimensiuni mari au inerție mare — frecvența de variație a vitezei lor este mică. Pachetele de dimensiuni mici au inerție mică — frecvența de variație a vitezelor este mare. Întrucît scara minimă este limitată, rezultă că și frecvența maximă a vitezei are o valoare limită. Se admite că pachetele de fluid de scară mare prezintă un anumit grad de instabilitate. Atunci, pachetele de dimensiunea maximă (pachete de ordinul 1) se descompun în pachete de scară mai mică (pachete de ordinul 2) care la rîndul lor se descompun și astfel, din aproape în aproape, se ajunge la pachetul de fluid de dimensiunea cea mai mică. Prin descompunere „în cascadă” a pachetelor de fluid, un „flux de energie” se deplasează de la pulsațiile cu frecvențele cele mai mici la pulsațiile cu frecvențele cele mai mari, iar, în final, se disipează în energia internă a fluidului motor. În teoria lui A. N. Kolmogorov, scara minimă a turbulenței  $l_k$  se determină pe baza teoriei similitudinii. Se consideră că structura locală a turbulenței este determinată de două mărimi fundamentale: a) energia medie de disipare în unitatea de timp, pe unitatea de masă  $E_d$  [kJ/kg s], care determină intensitatea fluxului specific de energie transmis de la o scară la alta a turbulenței; b) vîscozitatea cinematică  $\nu$ , care are rolul fundamental în procesul de disipare. Cu aceste mărimi se poate forma o singură combinație pentru a se obține o dimensiune de lungime,  $l_k = (\nu^3/E_d)^{1/4}$  [m], care se interpretează ca fiind scara caracteristică pentru turbulența locală, adică scara celui mai mic pachet de fluid în care se produce disiparea energiei. Scara  $l_k$  se mai numește scara internă a turbulenței spre deosebire de scara exte-



rioară  $L_c$ , definită de dimensiunea aparatului. Scara  $l_k$  în cilindrul motorului se poate determina pe baza măsurărilor recente [25], care au stabilit că într-un vas cilindric închis, gradul de atenuare a turbulenței, adică raportul  $L_c/l_k$  este determinat de relația  $L_c/l_k = 1,73 (Re)^{0,7}$  de unde rezultă  $l_k = L_c^{0,3} \cdot 0,7 / 1,73 (W')^{0,7}$ .

**Exemplul numeric 4.6.** Să se calculeze scara internă a turbulenței, la un motor CFR ( $D = 82,6$  mm;  $S = 114,3$  mm), cu  $\epsilon = 6$ , la care s-a măsurat în  $p_{mi}$ ,  $W' = 0,5$  m/s la  $n = 1125$  rot/min.

**R.** Aplicind relația (10.16) rezultă  $l_{pmi} = S/(\epsilon - 1) = 114,3/5 = 22,86$  mm. Din relația (3.31) se obține  $L_{cpmi} = 2 \cdot 22,86 / (1 + 22,86/82,6) = 35,8$  mm. Cu (3.29) se calculează  $\nu = 6 \cdot 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s. Rezultă  $l_k = (35,8 \cdot 10^{-3})^{0,3} \cdot (6 \cdot 10^{-6})^{0,7} / 1,73 \cdot (0,5)^{0,7} = 7,6 \cdot 10^{-5}$  m = 0,076 mm. Un pachet de fluid cu diametrul de 0,076 mm, la  $p_c$  și  $T_c$  conține  $71 \cdot 10^{12}$  molecule, ceea ce arată că chiar pachetele de fluid de scară minimă sînt încă departe de domeniul mărimilor moleculare.

Egalind relațiile care definesc pe  $l_k$  s-a obținut o relație nouă  $L_c/1,73 (Re)^{0,7} = (\nu^3/E_a)^{1/4}$  care, dezvoltată și concretizată la condițiile din cilindrul motorului, a permis autorului să determine factorul de amortizare a mișcării, relația (3.32), folosit anterior la calculul transferului convectiv de căldură.

**Sursa principală de turbulență** la motorul cu ardere internă o constituie mișcarea fluidului proaspăt prin secțiunea oferită de supapa de admisiune. Surse suplimentare apar, cînd se adoptă soluții constructive pentru organizarea unor mișcări dirijate. Măsurările de viteză în cilindrul unui motor CFR, în dreptul supapei de admisiune, în cursa de admisiune, arată (fig. 4.16) că, curgerea are un caracter de jet, adică se dezvoltă cu gradienti mari de viteză în secțiune, care sînt cauza principală a mișcării turbulente. La aceasta trebuie adăugat impactul dintre curentul de fluid proaspăt și piston, care dezorganizează mișcarea dirijată și generează la rîndul lui pachete de fluid de dimensiuni variate. Înregistrarea vitezei instantanee  $W$  în cilindru (fig. 4.17, a) pentru motorul CFR, cu piston și chiulasă plane, arată prezența pulsațiilor de viteză și amortizarea lor în timp. Intensitatea turbulenței  $W'$  crește practic liniar cu turația și cu sarcina ( $\eta_v$ ) în cursa de admisiune (b și c) datorită debitului sporit de gaze prin secțiunea oferită de supapă și reprezintă aproximativ 1/3 din viteza medie  $\bar{W}$ . La finele comprimării (d și e) măsurările indică dependențe apropiate, dar intensitatea turbulenței este mult mai mică datorită amortizării.

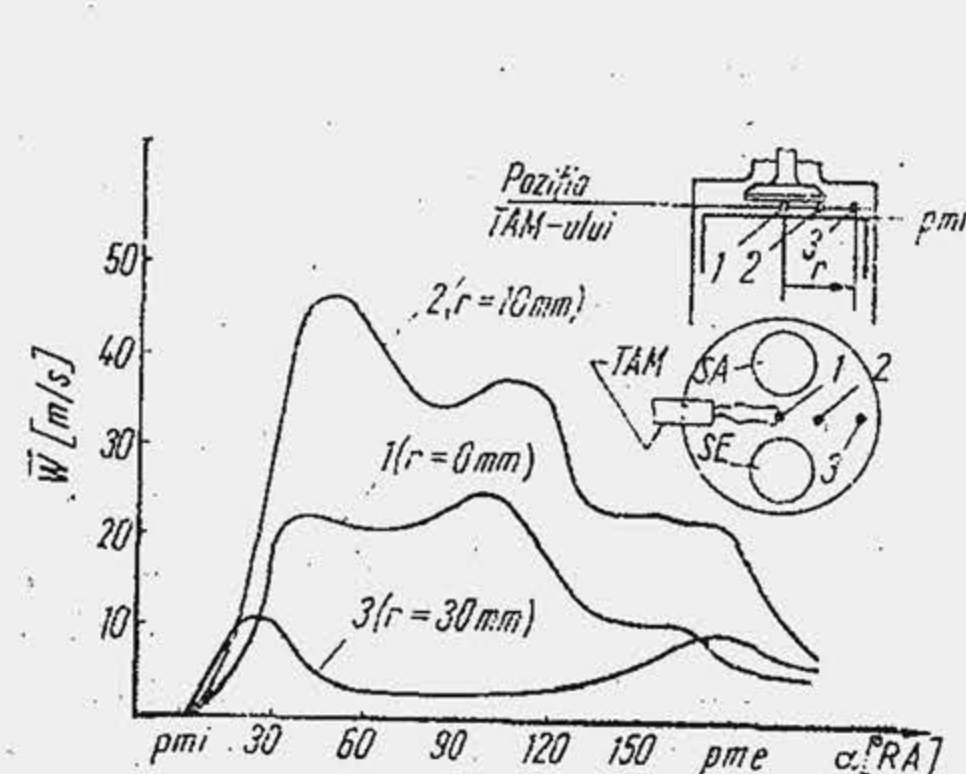


Fig. 4.16. Variația vitezei medii locale în cursa de admisiune.

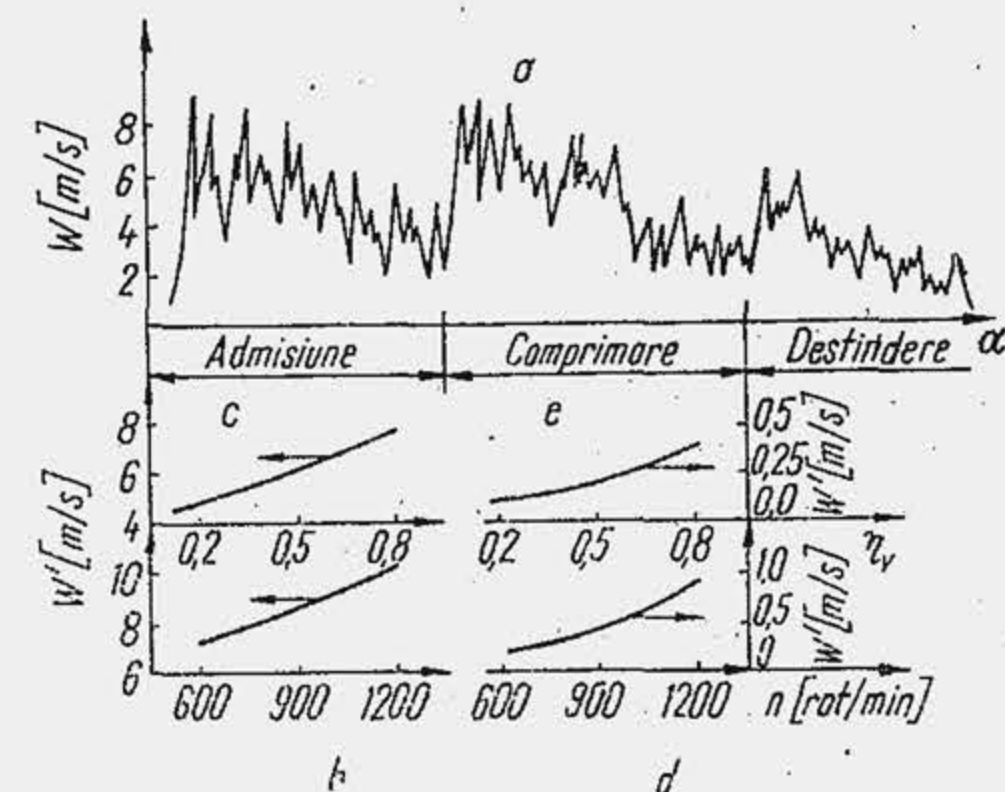


Fig. 4.17. Variația vitezei momentane în cilindru (a) și dependența intensității turbulenței de sarcină și turație.

**Acțiunea turbulenței din cilindrul motorului** se exercită pe câteva direcții fundamentale.

La MAS turbulența are un rol hotărîtor asupra vitezei de propagare a flăcării  $W_f$  care ajunge la 40...60 m/s față de 0,4...0,6 m/s, viteza de propagare în medii fără turbulență. În acest fel, durata arderii la MAS este de câteva zeci de grade RA, ceea ce face posibilă funcționarea motorului. S-a stabilit experimental că  $W_f \sim W'$  și pe baza dependenței arătate anterior ( $W' \sim n$ ) rezultă  $W_f \sim n$ . Dacă viteza de propagare a flăcării n-ar fi proporțională cu turația prin intermediul turbulenței, n-ar fi posibilă realizarea motoarelor de turație înaltă din zilele noastre. Parțial și la motoarele diesel, arderea se dezvoltă prin flacără turbulentă, iar  $W'$  joacă un rol asemănător ca la MAS.

La MAC turbulența sporește sensibil coeficientul de difuzie. Pe baza cercetărilor efectuate, în lucrarea [1] se propune pentru coeficientul de difuzie turbulentă, în perioada arderii, valoarea  $D_t = 60$  cm<sup>2</sup>/s și se observă că există o corelație de forma  $D_t \sim W'$ , care pe baza observației  $W' \sim n$  dă  $D_t \sim n$ . Această realitate are o importanță deosebită pentru MAC, deoarece prin mărirea turației scade timpul de formare a amestecului, tendință care se compensează prin creșterea vitezei de difuzie a vaporilor de combustibil și face posibilă amestecarea într-un interval relativ mic. Coeficientul de difuzie moleculară în condițiile arderii în MAC este  $D = 0,055$  cm<sup>2</sup>/s, adică de 100 ori mai mic decât  $D_t$ . Fără difuzia turbulentă, arderea picăturilor de combustibil ar fi imposibilă la motoarele diesel rapide.

Transferul convectiv de căldură în cilindrul motorului este de tip turbulent. Prin mărirea intensității turbulenței, pierderile de căldură cresc, aprinderea se dezvoltă greu, randamentul termic se micșorează, în opoziție cu creșterea randamentului termic, prin reducerea duratei de ardere, la mărirea lui  $W'$ .

În fine, turbulența în cilindru este răspunzătoare de formarea stratului limită pe pereții camerei de ardere, din care cauză se elimină în gazele de evacuare o varietate de noxe, numită hidrocarburi (v. cap. 26).

### 4.3.3. MIȘCAREA AXIALĂ

În cursa de admisiune, fluidul proaspăt se deplasează în cilindru după direcția axială. Viteza de deplasare este variabilă pe secțiunea transversală. Întrucît TAM-ul se poate monta numai la partea superioară a cilindrului, mișcarea în lungul cilindrului rămîne necunoscută.

Pe baza ipotezei continuității, viteza de deplasare a fluidului proaspăt în lungul cilindrului trebuie să fie egală cu viteza momentană a pistonului. Viteza medie în cursa de admisiune  $\bar{W}_a$  (pentru poziția TAM-ului indicată în figura 4.17) variază liniar cu turația și crește cu sarcina (fig. 4.18). După închiderea SA, în cursa de comprimare, TAM-ul înregistrează încă o viteză momentană  $W_a$  mare. Media ei, viteza  $\bar{W}_a$ , variază de asemenea cu turația și sarcina (fig. 4.18)

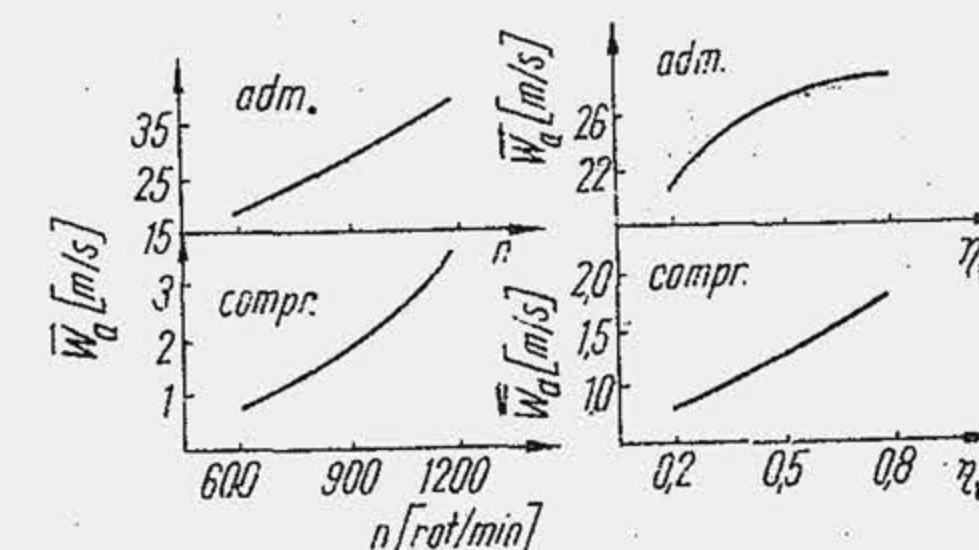


Fig. 4.18. Variația vitezei axiale a fluidului motor.



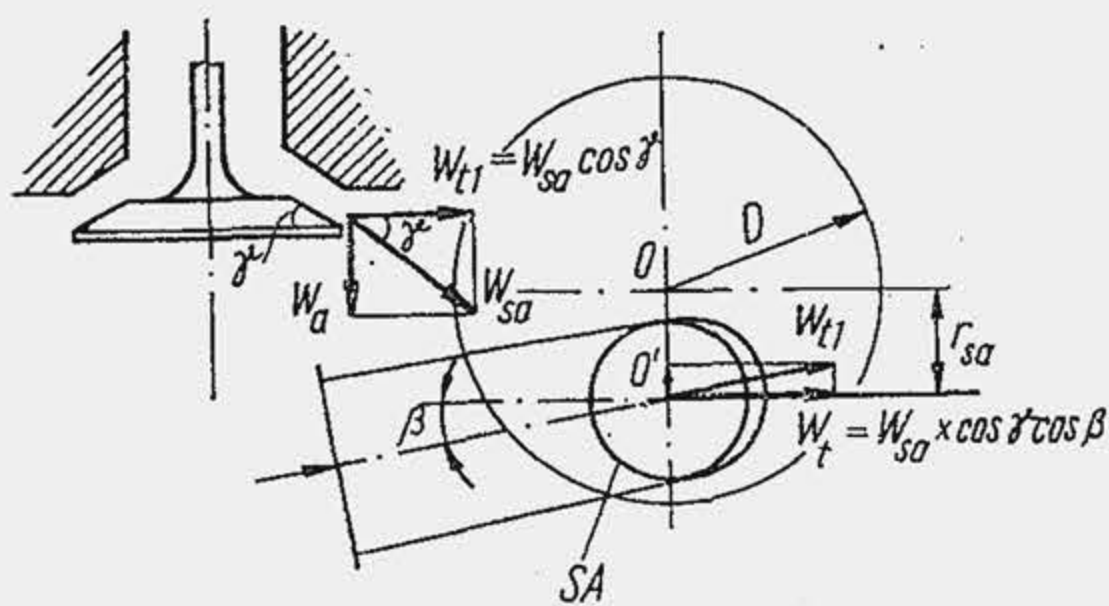


Fig. 4.19. Schema pentru definirea componentelor vitezei fluidului motor.

axei colectorului față de direcția radială din cilindru (fig. 4.19). Așadar, așezarea excentrică a supapei SA produce o orientare tangențială a curentului de fluid proaspăt, viteza  $\bar{W}_t$  fiind tangențială la un cerc cu centrul O pe axa cilindrului, de rază  $r_{sa} = OO'$ , O' fiind centrul talerului supapei SA. Suprafața interioară a cilindrului orientează în continuare curentul și rezultă o mișcare de rotație în jurul axei cilindrului. În cursa de admisiune se dezvoltă o mișcare în spirală dacă se însumează componentele tangențială și axială ale vitezei.

O mișcare de rotație de intensitate sporită se organizează în cursa de admisiune prin intermediul unor construcții speciale (fig. 4.20). Se fixează pe supapa de admisiune un ecran, supapa ecranată (a), care dirijează curentul în partea opusă poziției lui pe supapă (b) după o direcție normală pe raza cilindrului. Soluția se utilizează astăzi pe scară largă la MAC. Supapele ecranate antrenează unele dezavantaje dintre care se citează: complicarea tehnologiei de fabricație (fixarea ecranului și împiedicarea rotirii supapei), reducerea gra-

ului de umplere (ecranul introduce o rezistență gazodinamică). Ultimul dezavantaj a împiedicat răspândirea soluției la MAS deși ea influențează pozitiv eficiența arderii. În prezent, la MAC se utilizează și un alt procedeu de organizare a mișcării de rotație, care constă din confecționarea unui canal în formă de spirală sau din orientarea tangențială a canalului de admisiune (c). În admisiune apare o mișcare în spirală (d), care-și reduce pasul în comprimare, până la anulare. În (e) se arată traiectoria unei particule de combustibil de  $40 \mu m$  sub acțiunea mișcării de rotație a aerului cu o turație  $\dot{n} = 7620 \text{ rot/min}$ . Injectorul

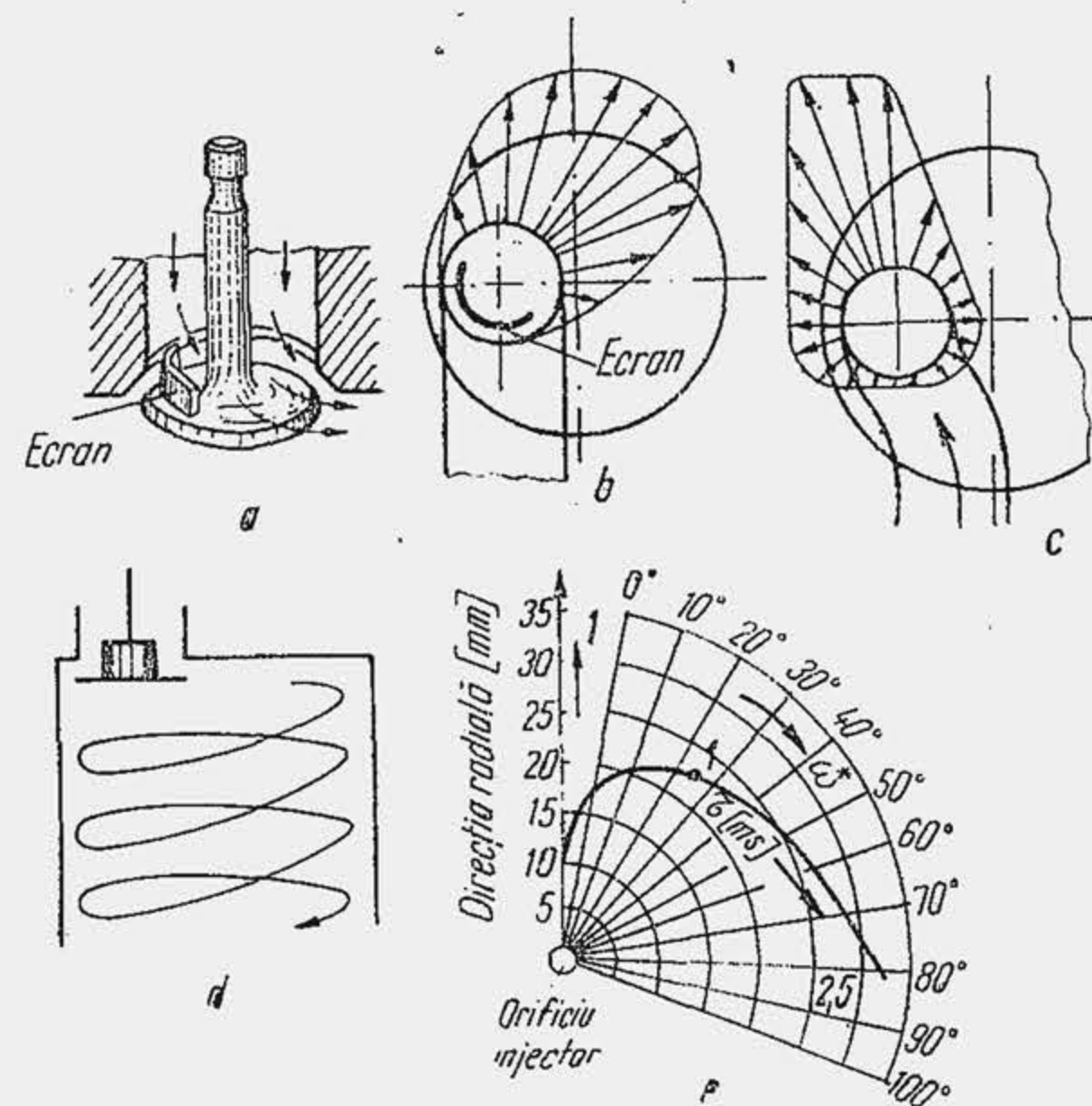


Fig. 4.20. Soluții pentru organizarea mișcării de rotație (a, b și c) a fluidului motor; deplasarea curentului de fluid proaspăt (d) și a unei particule de combustibil (e); 1 — direcția inițială a jetului de combustibil.

#### 4.3.4. MIȘCAREA DE ROTAȚIE

Curentul de fluid proaspăt care trece prin secțiunea oferită de supapa SA este orientat de înclinarea sediului, astfel că vectorul vitezei  $\bar{W}_{sa}$  se descompune într-o componentă axială  $\bar{W}_a$  și o componentă în planul normal pe axa cilindrului  $\bar{W}_n$  care se descompune la rândul ei într-o componentă radială și una normală pe rază  $\bar{W}_t$ , în raport cu poziția

a fost montat în poziția centrală. Mișcarea inițială a particulei este după direcția radială, apoi traiectoria se curbează sub acțiunea forței portante a aerului. La o turație a motorului de  $1600 \text{ rot/min}$ , după  $9,6^\circ RA$  sau  $1 \text{ ms}$  (reprezentând întârzierea la aprindere) particula s-a rotit cu aproximativ  $25^\circ$  față de direcția inițială, iar după  $2,8 \text{ ms}$  ea s-a rotit cu  $90^\circ$ .

Mișcarea de rotație a aerului din cilindru se evaluează prin viteza unghiulară de rotație  $\dot{\omega}$  [rad/s], prin turație sau prin viteza de rotație  $\dot{n}$  [rot/min], prin raportul de vîrtej sau cifra de turbionare  $\Omega$  care definește viteza relativă derotație,  $\dot{\omega}$  și  $\dot{n}$  fiind raportate la mărimile corespunzătoare  $\omega$  și  $n$  care definesc mișcarea arborelui cotit

$$\Omega = \dot{\omega}/\omega = \dot{n}/n \quad (4.38)$$

Viteza unghiulară  $\dot{\omega}$  (sau  $\dot{n}$ ) se determină experimental cu ajutorul anemometrului. Se utilizează două tipuri distincte de anemometre: anemometrul cu fir cald; anemometrul cu palete. În primul caz TAM-ul se introduce în chiulasă și permite determinarea vitezei  $\bar{W}_t$  la un motor antrenat, în cursele de admisiune, comprimare și destindere. În figura 4.21 se arată profilul de viteze și evoluția lui pe ciclu. În primul caz (a), viteza  $W_t$  variază liniar cu raza, ceea ce permite să se considere că fluidul motor se comportă ca un solid rigid în mișcare de rotație. În al doilea caz (b) viteza  $W_t$  variază liniar pînă la o anumită distanță  $r$ , de axa cilindrului, care crește în cursa de comprimare. Deși TAM-ul oferă valoarea absolută a vitezei unghiulare  $\dot{\omega}$ , în condiții apropiate de acelea realizate în funcționare, el nu este accesibil deocamdată în experimentările curente. În aceste cazuri el este înlocuit cu anemometrul cu palete, iar cercetarea decurge pe un stand special, în condiții

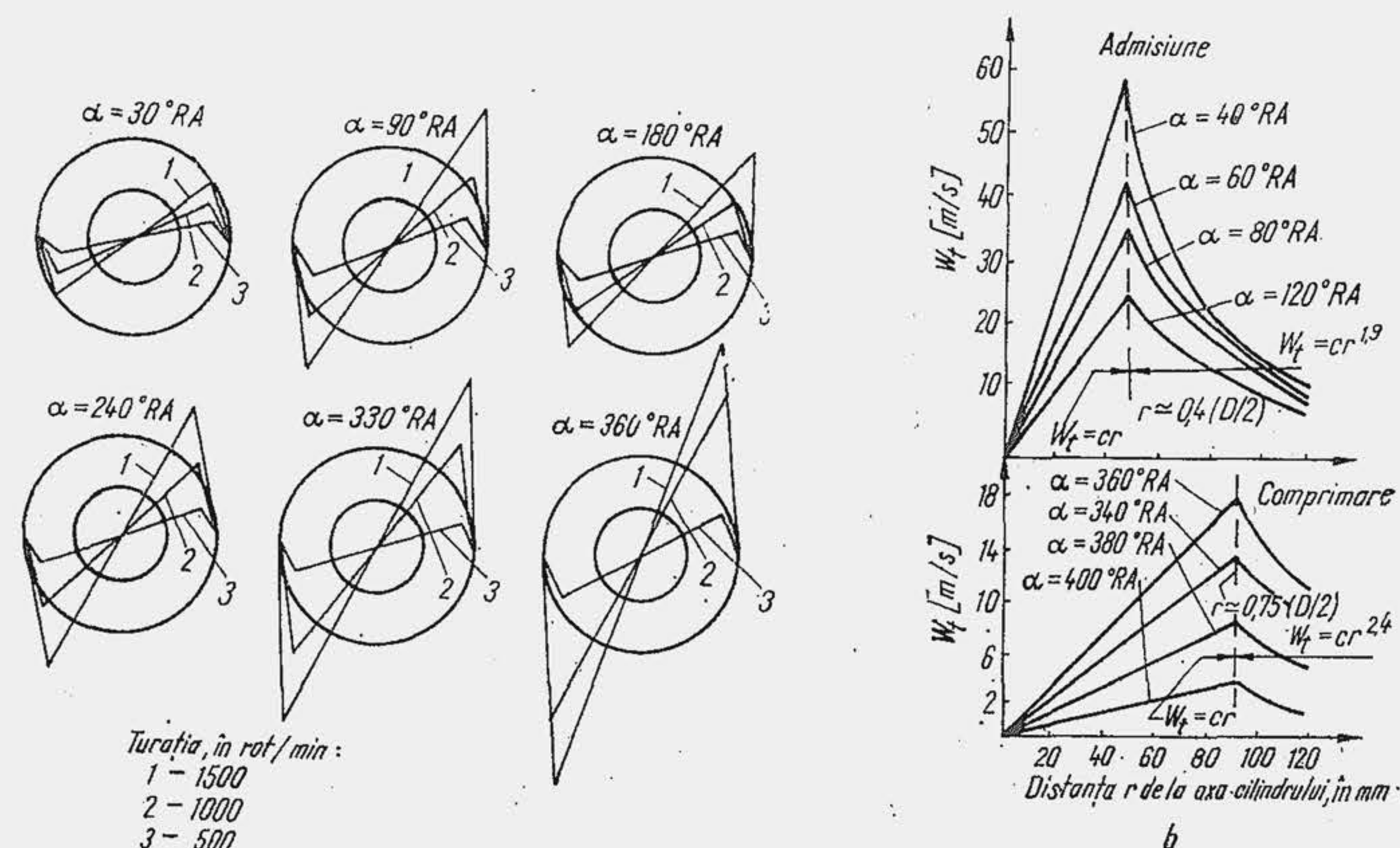


Fig. 4.21. Variația vitezei tangențiale cu turația, după direcția radială, la diverse momente pe ciclu.



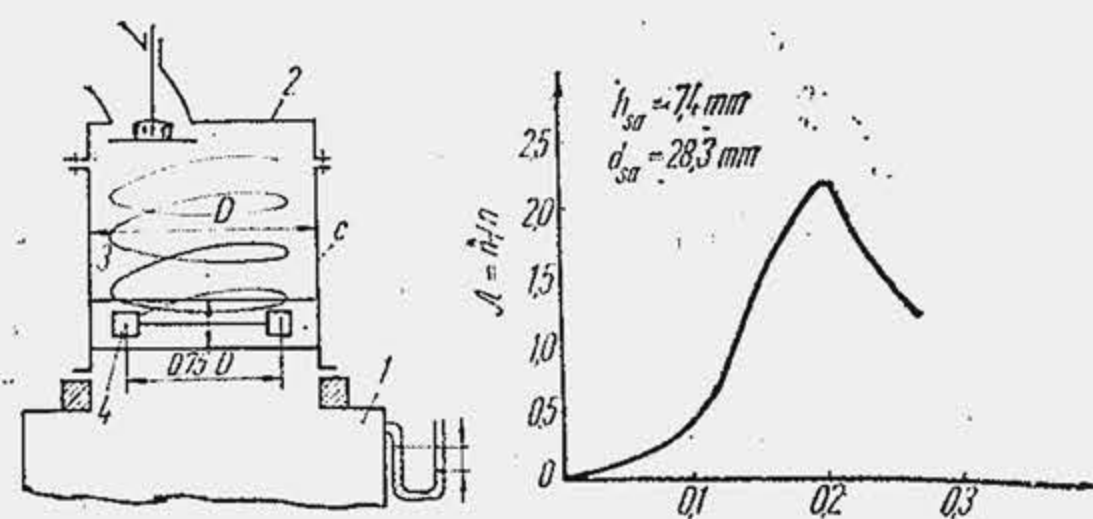


Fig. 4.22. Schema instalației pentru determinarea vitezei unghiulare a mișcării de rotație (a) și dependența raportului de viteză de înălțimea relativă  $h/d_{sa}$  de ridicare a supapei (b).

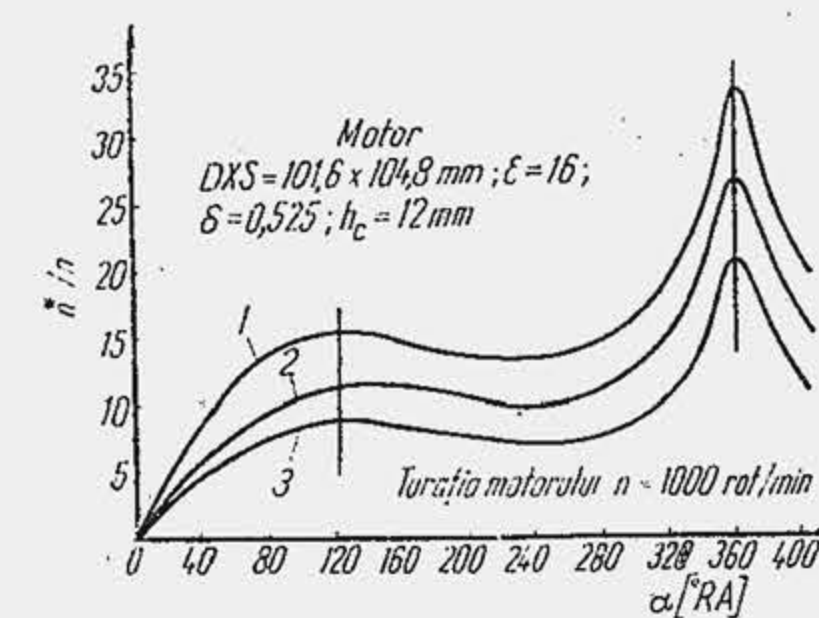


Fig. 4.23. Variația turăției relative a mișcării de rotație cu unghiul RA: 1 — supapă normală, admisiune forțată ( $p_s = 1.7 \text{ daN/cm}^2$ ); 2 — supapă cu ecran, poziție optimă; 3 — supapă normală, admisiune normală.

staționare\*. Standul este similar cu cel din figura 2.10, dar încorporează o piesă suplimentară, un cilindru  $c$  (fig. 4.22, a) de alezaj  $D$ , care se montează între recipientul 1 și chiulasa 2. În cilindru se montează un cadru 3 pe care se fixează anemometrul cu palete 4, care se reazimă pe lagăre cu frecare redusă. Un contor de ture măsoară turăția anemometrului. În figura 4.22, b se prezintă informația obținută în condiții de simulare a admisiunii pe chiulasa motorului turismului Dacia 1300, care arată că, prin așezarea excentrică a supapei s-a obținut o mișcare de rotație relativ intensă.

Oricare din cele trei mărimi ( $\dot{\omega}$ ,  $\ddot{\omega}$ ,  $\Omega$ ) variază pe ciclu (fig. 4.23) dar interesează valoarea lor numai în timpul injectiei, deci la finele cursei de comprimare sau în jurul  $p_{mi}$ . Viteza unghiulară  $\dot{\omega}_{pme}$  la finele cursei de admisiune se determină pe baza teoremei momentului cinetic aplicată fluidului motor din cilindru în ipotezele că: 1) este un solid rigid (cilindru) în mișcare de rotație; 2) momentul forțelor exterioare de frecare este nul ( $\dot{K} = M_e = 0$ ). Rezultă că momentul cinetic se conservă ceea ce revine la a scrie că momentul cantității de mișcare a curentului de fluid proaspăt care trece (cu viteza medie) prin orificiul oferit de supapa de admisiune este egal cu momentul cinetic al fluidului din cilindru, adică

$$\gamma_{sa} \cdot m_{fp} \bar{W}_t = J_{pme}^* \dot{\omega}_{pme}^* \quad (4.39)$$

Momentul de inerție mecanic în  $p_{me}$ ,  $J_{pme}^*$  este acela al unui cilindru de masă  $m_{fp}$  care se rotește ca un solid rigid în jurul axei sale, adică  $J_{pme}^* = (m_{fp}/2)(D/2)^2$ . Știind că  $\bar{W}_t = \bar{W}_{sa} \cos \gamma \cos \beta$  (v. fig. 4.19) rezultă, după simplificări,

$$\dot{\omega}_{pme}^* = 8(\gamma_{sa}/D^2) \bar{W}_{sa} \cos \gamma \cos \beta. \quad (4.40)$$

Se aplică legea conservării momentului cinetic și în cursa de comprimare. Rezultă  $\dot{\omega}^* = \text{ct}$  sau  $\dot{\omega}^* = J_{pme}^* \dot{\omega}_{pme}^*$ . Se consideră că o parte din camera de

\* O măsurare deosebită a fost efectuată de L. T h o n [24] care a plasat un anemometru cu palete în cupa din capul pistonului.

ardere este plasată în piston, are volumul  $V_{cp}$ , diametrul cupei  $D_c$  și înălțimea  $h_c$  (v. fig. 4.26, a). Momentul de inerție momentan în cursa de comprimare este

$$J^* = \frac{m_{cil}}{2} \left( \frac{D}{2} \right)^2 + \frac{m_{cp}}{2} \left( \frac{D_c}{2} \right)^2 = \frac{m_{fp}}{2} \left[ \frac{m_{cil}(D/2)^2 + m_{cp}(D_c/2)^2}{m_{cil} + m_{cp}} \right],$$

deoarece  $m_{fp} = m_{cil} + m_{cp}$ . Știind că  $m_{cil} = \rho_{cil}(\pi D^2/4)l$ , unde  $l$  este distanța momentană dintre piston și chiulasă (v. rel. 10.17), că  $m_{cp} = \rho_{cp}V_{cp}$  și că densitățile  $\rho_{cil}$ ,  $\rho_{cp}$  sînt practic egale, rezultă

$$J^* = \frac{m_{fp}}{2} \left[ \frac{\pi(D/2)^4 l + V_{cp}(D_c/2)^2}{\pi(D/2)^2 l + V_{cp}} \right]. \quad (4.41)$$

Ținînd seama de expresia lui  $J_{pme}^*$ , se obține viteza unghiulară de rotație în cursa de comprimare (în  $p_{mi}$ ,  $l=0$  iar  $\dot{\omega}_{pmi}^* = \dot{\omega}_{pme}^* (D/D_c)^2$ ):

$$\dot{\omega}^* = \frac{\dot{\omega}_{pme}^* (D/2)^2}{\left[ \frac{\pi(D/2)^4 l + V_{cp}(D_c/2)^2}{\pi(D/2)^2 l + V_{cp}} \right]}. \quad (4.42)$$

**Exemplul numeric 4.7.** Să se determine viteza unghiulară de rotație la finele comprimării  $\dot{\omega}_{pmi}^*$  precum și  $\Omega_{pmi}^*$ ,  $\ddot{\omega}_{pmi}^*$  pentru un MAC cu:  $D/S = 100/100 \text{ mm}$ ;  $\varepsilon = 18$ ,  $\delta = 0.45$ ,  $l_{pmi} = 1 \text{ mm}$ ,  $n = 3000 \text{ rot/min}$ ;  $r_{sa} = 20 \text{ mm}$ ,  $\bar{W}_{sa} = 160 \text{ m/s}$ ,  $\gamma = 45^\circ$ ;  $\beta = 0^\circ$ .

**R.** Din relația (10.18) se găsește  $h_c = 24.1 \text{ mm}$ , iar  $V_{cp} = 38.3 \text{ cm}^3$ . Din relația (4.40) rezultă:  $\dot{\omega}_{pme}^* = 8(20 \cdot 10^{-3}/100^2 \cdot 10^{-6}) \cdot 160 \cdot 0.707 = 1810 \text{ rad/s}$ ; din relația (4.42) se obține  $\dot{\omega}_{pmi}^* = 1810(100^2 \cdot 10^{-6}/4)/[\pi(100 \cdot 10^{-3}/2)^4 \cdot 2 \cdot 10^{-3} + 38.3 \cdot 10^{-6} \cdot (45 \cdot 10^{-3}/2)^2]/[\pi(100 \cdot 10^{-3}/2)^2 \cdot 1 \cdot 10^{-3} + 38.3 \cdot 10^{-6}] = 5351 \text{ rad/s}$ . Se calculează din relația (10.1) viteza unghiulară de rotație a arborelui cotit  $\omega = \pi \cdot 3000/30 = 314 \text{ rad/s}$  și se obține raportul de viteză  $\Omega_{pme} = 5.76$  și  $\Omega_{pmi} = 5351/314 = 17$ ;  $\ddot{\omega}_{pmi}^* = 17 \cdot 3000 = 51000 \text{ rot/min}$ .

Forțele de frecare care acționează pe suprafața cilindrului, pe capul pistonului și chiulasă, în masa gazului (turbulența) reduc momentul cinetic al fluidului proaspăt (condiția  $\dot{J}\dot{\omega}^* = \text{ct}$  nu mai este respectată). Ecuația de mișcare a fluidului proaspăt devine  $d(J\dot{\omega}^*)/d\tau = -M_r$ , unde  $M_r$  este momentul rezistent al forțelor de frecare. Dacă  $\tau_{cil}$  este efortul unitar tangențial la suprafața cilindrului, atunci  $M_{cil} = \tau_{cil} \pi D l (D/2)$ ; dacă  $\tau_{p-ch}$  este efortul unitar tangențial pe capul pistonului și chiulasă, rezultă  $M_{p-ch} = 2\tau_{p-ch}(\pi D^2/4)(D/4)$ . În primul caz,  $\tau_{cil} = \zeta_{cil} \rho_{fp} \dot{\omega}^* \cdot D^2/8$ , iar în al doilea caz,  $\tau_{p-ch} = \zeta_{p-ch} \rho_{fp} \dot{\omega}^* D^2/32$ , unde  $\zeta_{cil}$ ,  $\zeta_{p-ch}$  sînt coeficienții de frecare. Ecuația de mișcare devine

$$\frac{d}{d\tau} (J\dot{\omega}^*) = -\rho_{fp} \dot{\omega}^* D^4 [\zeta_{cil} l + \zeta_{p-ch} \cdot D/16] (\pi/16).$$



S-a găsit că  $\zeta_{cu}=0,067/(Re)^{0,2}$ ,  $\zeta_{p-ch}=0,083/(Re)^{0,2}$ , unde  $(Re)^{0,2}=WD/\nu=$   
 $=\omega^* D^2/\nu$ , astfel că ecuația finală devine

$$\frac{d}{d\tau}(\omega^*) = -0,196 \rho_{fp}^* \omega^{1,8} D^{3,6} \nu_{fp}^{0,2} [0,067l + 0,0055D]; \quad (4.42^*)$$

unde  $\rho_{fp}$  în kg/m<sup>3</sup> (variabil pe ciclu);  $\omega^*$  în rad/s;  $D$  în m;  $\nu_{fp}$  în m<sup>2</sup>/s (se calculează cu relația 3.29);  $l$  în m (se calculează cu relația 10.17 sau 10.19). Ecuația diferențială se soluționează prin metodele analizei numerice. Considerând pasul de integrare  $\Delta\tau = \Delta\alpha/6n$  ( $\Delta\alpha = 3-5^\circ$  RA) iar  $\omega^*$  definit de relația (4.41) se scrie simplu

$$\omega_{i+1}^* - \omega_i^* = -0,196 \rho_{fp}^* \omega_i^{1,8} D^{3,6} \nu_{fp}^{0,2} (0,067l_i + 0,0055D) (\Delta\alpha/6n)$$

Ecuația se rezolvă pe cursa de comprimare cu valorile inițiale cunoscute la  $p_{me}$  (relațiile 4.40 și 4.41). Măsurările vitezei, efectuate cu un anemometru cu fir cald montat în capul pistonului arată că  $\omega^*$  la finele comprimării (la  $p_{mi}$ ), calculat cu relația (4.42\*) este cu circa 30% mai mic decât  $\omega^*$ , determinat cu relația (4.42\*).

Intensitatea mișcării de rotație se controlează prin poziționarea ecranului pe talerul supapei (fig. 4.24). În pozițiile  $a$  și  $c$  ecranul orientează curentul după o direcție radială, iar mișcarea de rotație este eliminată; în pozițiile  $b$  și  $d$  curentul este dirijat pe o direcție normală la raza cilindrului (în partea opusă ecranului) iar  $\omega^* = \omega_{max}^*$  ( $e$ ). În mod inevitabil o fracțiune din fluidul proaspăt nu atinge ecranul supapei chiar pentru  $\omega^* = \omega_{max}^*$ , scapă direct în cilindru și nu participă la mișcarea de rotație, astfel că membrul stâng al ecuației (4.39) trebuie înmulțit cu un factor subunitar (0,75...0,95).

La  $p_{mi}$ ,  $\omega_{p_{mi}}^*$  se controlează prin diametrul și volumul cupei, acesta din urmă la un  $\varepsilon$  dat, fiind dependent de jocul dintre piston și chiulasă.

Mișcarea de rotație a fluidului motor are un rol important la MAC, în procesul de formare a amestecului și se corelează cu tipul camerei de ardere, cu numărul jeturilor, cu unghiul de dispersie a jetului. De aceea, nu întotdeauna  $\omega_{max}^*$  este și soluția cea mai eficientă. Pe baza următorului raționament se determină viteza unghiulară de rotație optimă  $\omega_{opt}^*$ : fie  $z_j$ , numărul jeturilor de combustibil ( $z_j$  — numărul orificiilor pulverizatorului), iar  $\Delta\alpha_j$  — durata injectiei în RA. Unghiul de dispersie a jetului fiind mic ( $10...20^\circ$ ), aerul dintre jeturi trebuie folosit în procesul de amestecare. Mișcarea de rotație

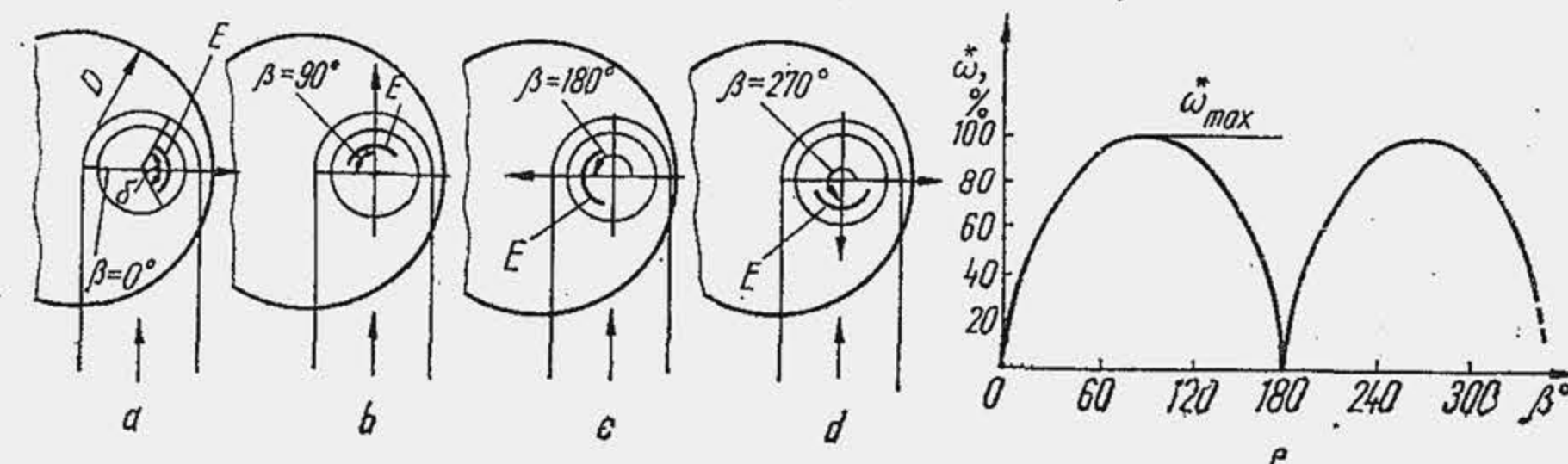


Fig. 4.24. Influența poziției unghiulare a ecranului supapei de admisiune asupra vitezei unghiulare de rotație a fluidului motor.

a aerului are ca scop să alimenteze un jet de combustibil cu aerul dintre două jeturi. Se consideră că aerul dintre două jeturi este utilizat eficient când trece integral peste jetul din aval într-un interval de timp determinat  $\tau_1$  (fig. 4.25). Se admite că  $\tau_1$  este optim dacă este egal cu  $\tau_j$ , durata injectiei. Dacă  $\tau_1 > \tau_j$ , atunci  $\omega^*$  este prea mic și rămâne aer neutilizat între jeturi; dacă  $\tau_1 < \tau_j$ , atunci  $\omega^*$  este prea mare și picături de combustibil dintr-un jet sînt deplasate în jetul următor, perturbîndu-se astfel amestecarea. Durata injectiei este  $\tau_j = \Delta\alpha_j/6n$  iar timpul de rotire este  $\tau_1 = 2\pi/\omega^* \cdot z_j$ . Dacă  $\tau_1 = \tau_j = \tau_{opt}$ , rezultă

$$\omega_{opt}^* = 12\pi n / \Delta\alpha_j \cdot z_j. \quad (4.43)$$

Pentru motorul din Exemplul numeric 4.7 se cunoaște  $\Delta\alpha_j = 10$  și  $z_j = 3$ , rezultă  $\omega_{opt}^* = 12\pi \cdot 3000/10 \cdot 3 = 3770$  rad/s, adică o valoare mai mică decât cea calculată anterior. Dacă  $\omega_{p_{mi}}^* = 5351$  rad/s s-a obținut pentru o poziție a ecranului care conduce la  $\omega_{max}^*$ , atunci trebuie găsită prin experimentări poziția intermediară mai avantajoasă. În prezent, condiția  $\tau_{opt} = \tau_j$  nu este pe deplin elucidată. În unele experimente s-a găsit că  $\tau_{opt}$  trebuie să fie cît durata întîrzierii la autoaprindere, în altele  $\tau_{opt} > \tau_j$ . Noi experiențe sînt necesare în acest domeniu.

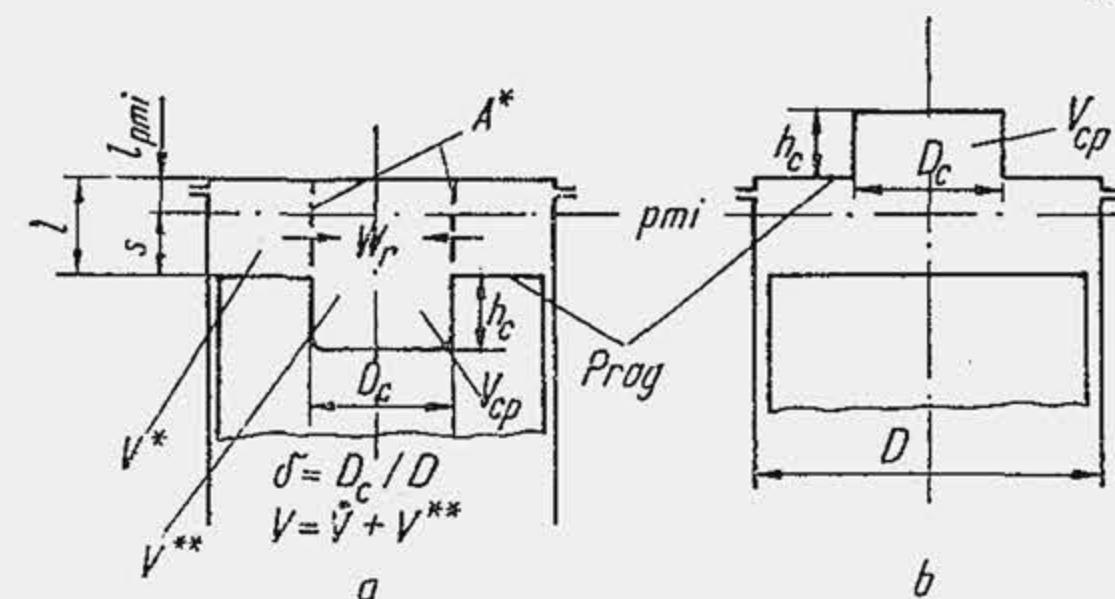


Fig. 4.26. Schema pentru precizarea mișcării radiale a fluidului motor din camera de ardere.

#### 4.3.5. MIȘCAREA RADIALĂ

Mișcarea radială se organizează în cursele de comprimare și destindere prin efectul de prag care se obține pe două căi, prin plasarea unei părți din camera de ardere:  $a$ ) în piston (fig. 4.26,  $a$ ) soluție curentă la MAC;  $b$ ) în chiulasă (fig. 4.26,  $b$ ), soluție curentă la MAS. Cînd pistonul se apropie de  $p_{mi}$  viteza de reducere a volumului inelar ( $dV^*/d\tau$ ) este mai mare decît viteza de reducere a volumului central care se sprijină pe suprafața cupei, de diametru  $D_c$  ( $dV^*/d\tau > dV^{**}/d\tau$ ); ca urmare, fluidul motor este deplasat (fig. 4.27,  $a, b, c$ ) de la periferia cilindrului spre partea

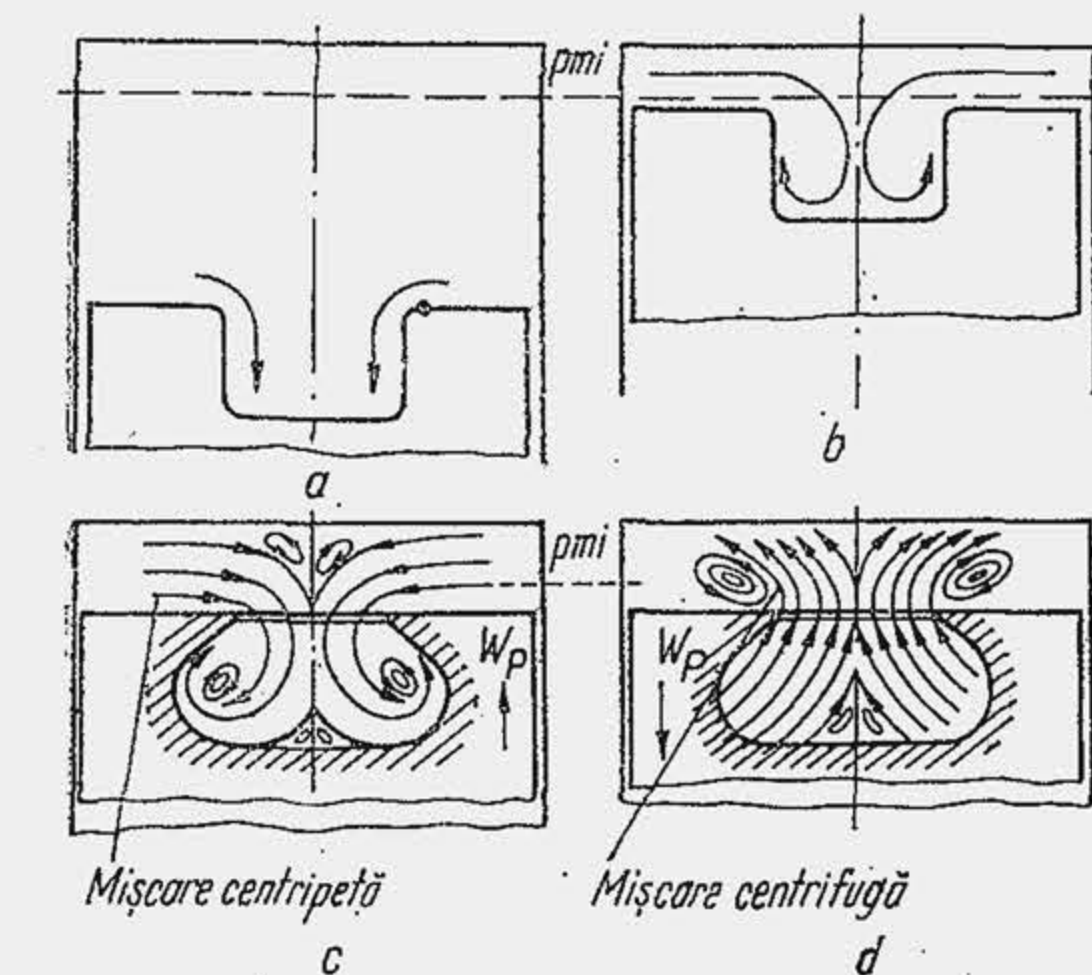


Fig. 4.27. Deplasarea curenților de gaze în camera de ardere.



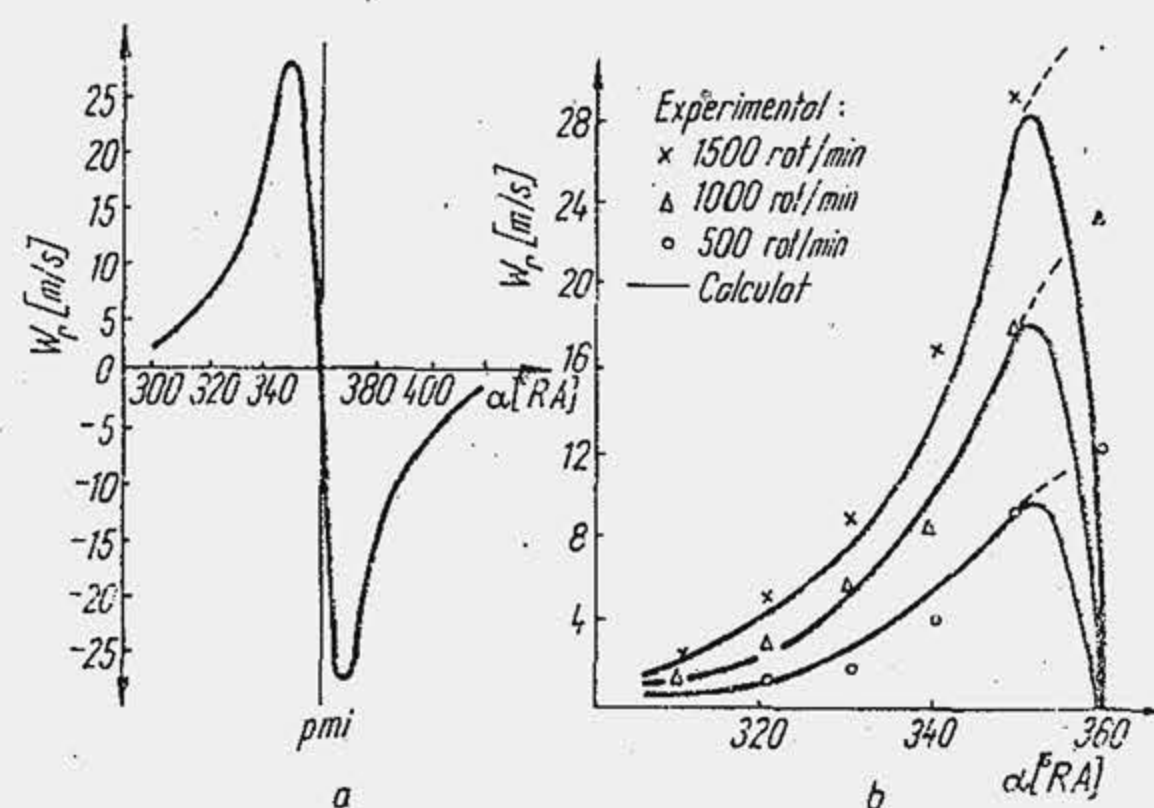


Fig. 4.28. Viteza radială momentană din cilindru.

trul camerei, își modifică traiectoria și formează un vârtej (b); intensitatea vârtejului se amplifică prin închiderea parțială a cupei (c). Metodele de calcul (fig. 4.28, a și b) și măsurările cu TAM-ul (fig. 4.28, b) arată că mișcarea este deosebit de intens în apropiere de  $p_{mi}$ .

Pentru calculul vitezei radiale  $W_r$ , se adoptă schema din figura 4.26, a. Într-un interval elementar de timp  $d\tau$ , volumul elementar de fluid motor  $dV_r$ , care se deplasează radial, din zona pragului în zona cupei, prin suprafața imaginară, de arie momentană  $A^*$ , cu viteza  $W_r$ , este dat de ecuația debitului  $dV_r = A^* W_r d\tau$ . Se admite ipoteza că  $dV_r$  este proporțional cu reducerea de volum  $dV^*$ , coeficientul de proporționalitate fiind raportul volumelor  $V^{**}/V$ . ( $V^*$  — volumul cilindrului inelar din dreptul pragului;  $V^{**}$  — volumul cilindrului central de diametru  $D_c$ ;  $V$  — volumul momentan al cilindrului.) Prin urmare  $dV_r = (V^{**}/V)_d V^*$ , care împreună cu ecuația debitului dau relația

$$W_r = (V^{**}/A^* V)(dV^*/d\tau). \quad (4.44)$$

Mărimile din membrul drept al relației (4.44) se explicitează astfel: volumul  $V$  este definit de relația (10.10):  $V = 0,5 V_s \sigma_\alpha$ . Pe baza schemei adoptate rezultă:  $V^* = (\pi D^2/4)(1 - \delta^2)(l_{p_{mi}} + s)$ ;  $V^{**} = (\pi D^2/4) \cdot \delta^2 (l_{p_{mi}} + h_c + s)$ ;  $A^* = \pi D \delta (l_{p_{mi}} + s)$ . Se derivează volumul  $V^*$ :  $dV^*/d\tau = (\pi D^2/4)(1 - \delta^2) W_p$ , unde  $W_p = ds/d\tau$ , viteza momentană a pistonului. Substituind în relația (4.44) mărimile stabilite după simplificări, rezultă

$$W_r = \frac{(1 - \delta^2)\delta}{2\psi\sigma_\alpha} \left( 1 + \frac{h_c}{l_{p_{mi}} + s} \right) W_p, \quad (4.45)$$

relațiile de definiție a mărimilor momentane ( $\sigma_\alpha$ ,  $s$ ,  $W_p$ ) fiind stabilite în cap. 10. Se observă că mărimile constructive care definesc volumul cupei trebuie să satisfacă următoarea condiție, când pistonul este la  $p_{mi}$ :  $V_c = V_{cp} + V_{lp_{mi}}$ , care conduce la relația (10.18) ( $\psi = S/D$ ).

În  $p_{mi}$  teoria nu coincide cu experimentul (fig. 4.28, b). Întrucât în relația (4.45)  $W_p = 0$  la  $p_{mi}$ , rezultă că  $W_r = 0$ , ori TAM-ul indică  $W_r \neq 0$ . Neconcordanța provine de acolo că relația (4.45) exprimă viteza de curgere prin o secțiune circulară aflată deasupra pragului, în timp ce TAM-ul, fiind plasat în zona cupei, indică mișcarea din volumul acesteia, care evident nu se anu-

lează. Dacă se scrie ecuația de conservare a energiei curentului în zona cupei, se obține o viteză echivalentă nenulă, care justifică teoria și apropie concluziile ei de datele experimentale.

**Exemplul numeric 4.8.** Pentru motorul din exemplul numeric 4.7 să se determine viteza  $W_r$  pentru  $\alpha = 350^\circ$  RA. R. Din relația (10.21) rezultă  $W_p = (100/2) \cdot 10^{-3} \pi \cdot 3000/30 (\sin 350^\circ + (0,25/2) \sin 700^\circ) = 3,39$  m/s; din (10.7) și (10.8) rezultă  $s = (100/2) \cdot 10^{-3} [1 - \cos 350^\circ + (0,25/4)(1 - \cos 700^\circ)] = 0,948$ . În fine  $W_r = (1 - 0,4^2) \cdot 0,4 \cdot 3,39(1 + 24,3/(1 + 0,948))/2 \cdot 1 \cdot 0,1366 = 38,53$  m/s.

Influența vitezei  $W_r$  asupra performanțelor arderii a fost evidențiată experimental atât la MAS cât și la MAC; înțelegerea ei pretinde în continuare clarificări teoretice.

#### 4.4. PROPRIETĂȚILE COMBUSTIBILILOR DETERMINANTE PENTRU PROCESELE DE AMESTECARE, AUTOAPRINDERE ȘI ARDERE

Combustibilul pentru motoarele de autovehicule trebuie să îndeplinească mai multe deziderate: 1) să asigure pornirea sigură și rapidă a motorului la orice temperatură a mediului ambiant; 2) să permită funcționarea sigură a motorului cu un randament cât mai înalt; 3) să nu producă solicitări mecanice și termice ridicate precum și uzură mare; 4) să ardă complet, fără să producă substanțe nocive pentru sănătatea omului; 5) să nu acționeze coroziv asupra metalelor cu care vine în contact; 6) să permită transportul, depozitarea și distribuția la consumator fără dificultate, fără pericol, cu menținerea în timp a proprietăților; 7) să fie ieftin; 8) să fie în cantitate suficientă.

În prezent, combustibilul lichid îndeplinește cel mai bine acest deziderat. Proprietățile lui se definesc printr-un număr de caracteristici standardizate care se grupează în trei clase: 1) caracteristici care definesc proprietățile combustibilului determinante pentru procesele de pulverizare, vaporizare, autoaprindere și ardere (compoziția fracționată, presiunea de vapori, densitatea, viscozitatea, tensiunea superficială, cifra octanică, cifra cetanică, indicele diesel, indicele de cocs, puterea calorică); 2) caracteristici care definesc proprietățile combustibilului determinante pentru uzura motorului (aciditatea minerală și alcalinitatea, aciditatea organică, conținutul de sulf, efectul de coroziune asupra lamei de cupru, impuritățile mecanice, conținutul de apă, conținutul de cenușă); 3) caracteristici determinante pentru transportul, depozitarea și distribuția combustibilului (gumele actuale, perioada de inducție, cifra de iod, punctul de congelare, temperatura de tulburare, punctul de inflamabilitate, culoarea). În acest paragraf se prezintă sumar caracteristicile din prima clasă; pentru celelalte caracteristici vezi [2] [18] [26].

Combustibilul lichid pentru motoarele de autovehicule este de două feluri: *benzină* pentru MAS, *motorină* pentru MAC. Benzina este un amestec de hidrocarburi care distilă între  $30^\circ\text{C}$  și  $205^\circ\text{C}$ ; motorina este un amestec de hidrocarburi cu punct inițial de fierbere de  $200 \dots 220^\circ\text{C}$  și punct final  $380 \dots 400^\circ\text{C}$ . Benzina și motorina s-au obținut multă vreme numai prin distilarea primară a țițeiului. Mărirea consumului de combustibil lichid pentru motoarele cu ardere internă și necesitatea ridicării calității acestora a condus la elaborarea unor procedee chimice de fabricație, care, modificând structura



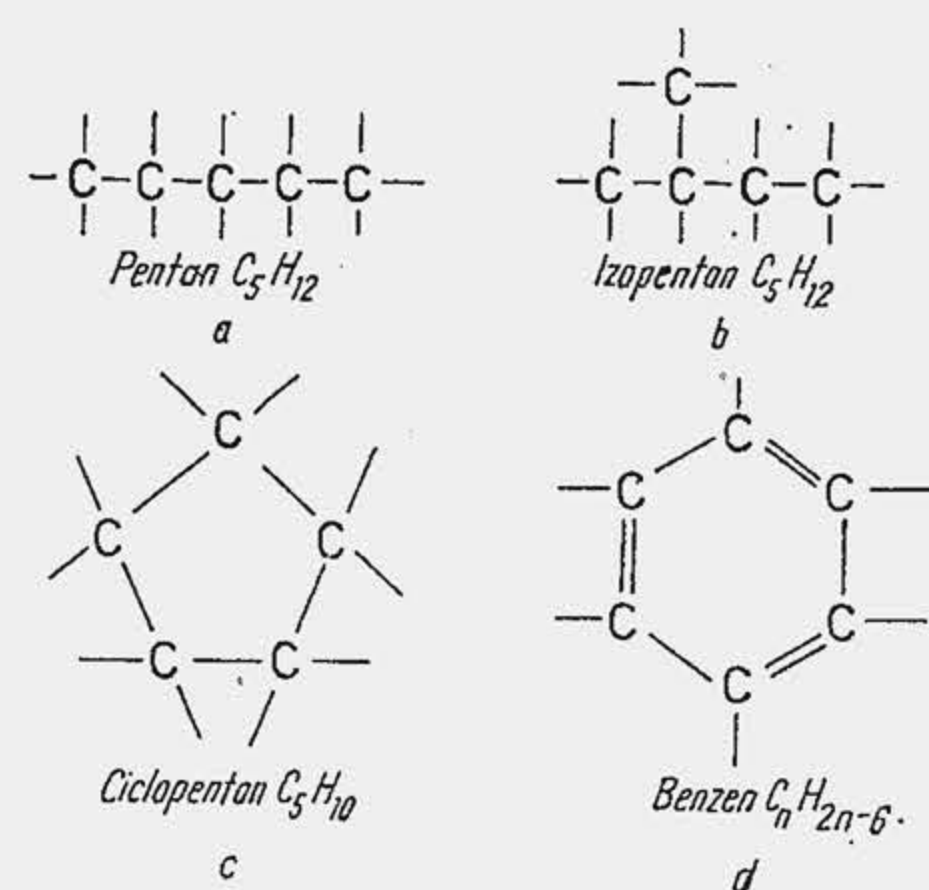


Fig. 4.29. Formula structurală a unor hidrocarburi.

drocarburi aromate, formate din unul sau mai multe cicluri cu șase atomi de carbon; ciclul de bază fiind benzenul, cu legături duble conjugate (d). Moleculele hidrocarburilor din combustibilul lichid conțin 5... 30 atomi de carbon și anume 5... 12 atomi în benzină și pînă la 30 de atomi în motorină. Hidrocarburi pînă la patru atomi de carbon inclusiv sînt în stare gazoasă la temperatura mediului ambiant. În afară de hidrocarburi menționate în combustibil se mai găsesc în cantități reduse, uneori nesemnificative, olefine, diolefine și acetilene.

**Compoziția fracționată** este o caracteristică fundamentală a combustibilului, de care depind multiple proprietăți de funcționare a motorului întrucît ea definește ușurința de vaporizare. De aceea, ea se precizează prin standard. Combustibilul este format din fracțiuni (grupe de hidrocarburi) care se deosebesc între ele prin temperatura de fierbere; compoziția pe fracțiuni se numește compoziție fracționată și se determină prin curba de distilare (fig. 4.30) care reprezintă fracțiunea dintr-un volum de combustibil, distilată pînă la o anumită temperatură. Comparînd curbele de distilare ale benzinei și motorinei se observă că prima indică, în raport cu cealaltă, un grad înalt de volatilitate a benzinei. Pe curba de distilare se precizează trei puncte de fierbere și anume punctele la care distilă 10%, 50%, 90% dintr-un volum de combustibil. Ele se notează cu  $t_{10}$  respectiv  $t_{50}$ ,  $t_{90}$ ;  $t_{10}$  și  $t_{90}$  împart domeniul de distilare în trei intervale a, b, c (fig. 4.31), fiecare din ele influențînd un număr de performanțe ale motorului. Calitatea de pornire a motorului depinde de  $t_{10}$  care influențează timpul de pornire a MAS-ului, la o anumită temperatură  $t_0$  a mediului ambiant (fig. 4.32, a). În unele țări  $t_{10} \leq 50...55^\circ\text{C}$  iar în altele variază cu anotimpul, benzina de vară avînd  $t_{10} = 71^\circ\text{C}$  iar cea de iarnă  $t_{10} \leq 55^\circ\text{C}$ .

La MAC compoziția fracționată influențează viteza de vaporizare a picăturilor și autoaprinderea. La o creștere a lui  $t_{50}$  de la  $232^\circ\text{C}$  la  $288^\circ\text{C}$ , conținutul de fum din gazele de evacuare crește cu 30%. Fracțiunile grele din combustibil au CC mai mare (v. cifra cetanică), adică ușurința la aprindere mai mare. Cu toate acestea, mărirea temperaturii  $t_{50}$  de la 225 la  $285^\circ\text{C}$  a condus la o creștere a timpului de pornire de nouă ori (fig. 4.32, b).

**Presiunea de vapori.** Volatilitatea ridicată a benzinei are ca dezavantaje creșterea pierderilor prin depozitare și întreruperea alimentării cu benzină

moleculară inițială, permit atît obținerea unor compuși noi, cu proprietăți superioare cît și prelucrarea hidrocarburilor grele și a reziduurilor rezultate din distilarea primară, nefolosibile în trecut, drept combustibil. Aceste procedee sînt: cracarea (termică și catalitică); reformarea (termică și catalitică).

Hidrocarburi care alcătuiesc combustibilul lichid sînt: 1) hidrocarburi parafinice (alcanii) cu formula chimică  $C_n H_{2n+2}$  cu legături simple și lanț deschis de atomi de carbon (alcani normali) sau cu lanț ramificat (izomeri ai alcanilor sau izoalcani) (fig. 4.29, a și b); 2) hidrocarburi naftenice sau cicloalcani, cu formula chimică  $C_n H_{2n}$  cu legături simple și lanț închis de atomi de carbon (c); 3) hidrocarburi

a motorului, prin formarea dopurilor de vapori în conducta de legătură de la rezervor la carburator. Presiunea de vapori (PV) evaluează înclinarea benzinei la formarea dopurilor de vapori. Cu cît PV este mai mare, cu atît crește pericolul de întrerupere a alimentării. S-a constatat că pentru a se împiedica formarea dopurilor de vapori  $t_{10}$  nu trebuie să scadă sub o anumită valoare:  $t_{10} \geq 0,5t_0 + 46,5$ . Presiunea de vapori se determină introducînd o cantitate de benzină într-un vas, de volum determinat, care se menține la o temperatură constantă ( $37,8^\circ\text{C}$ ). Benzina fiind neomogenă, fracțiunile ușoare se evaporă, iar presiunea vaporilor se citește pe un manometru; ea nu trebuie să depășească 500 mm Hg vara. Iarna, pentru a ușura pornirea, poate să ajungă la 600 mm Hg.

**Densitatea** reflectă conținutul de fracțiuni ușoare din combustibil și influențează direct unele caracteristici ale combustibilului, ca indicele diesel. Benzinele au densitatea cuprinsă în limitele 680...770  $\text{kg/m}^3$ , iar motorinele în limitele 820...900  $\text{kg/m}^3$ .

**Viscozitatea** influențează caracteristica jetului de combustibil, rezistența la deplasare a combustibilului prin conductă, ungerea pieselor în mișcare din sistemul de injecție. Limita superioară a viscozității este impusă de calitatea de pulverizare a combustibilului și de calitatea de fluiditate. Pentru MAC prezintă interes fluiditatea motorinei la temperaturi joase întrucît viscozitatea, și așa mai ridicată la motorină, scade cu reducerea temperaturii. Experiența arată că iarna apare pericolul întreruperii alimentării cu motorină a motorului, de aceea, prin standard se precizează punctul de congelare a motorinei. Viscozitatea crește cu presiunea de injecție, la 400 daN/cm<sup>2</sup> fiind de trei ori mai mare decît la 1 daN/cm<sup>2</sup>. Viscozitatea motorinei precizată prin STAS este 1,2... 1,7 $\text{E}_{20}$  sau 2,5...8,5 cSt

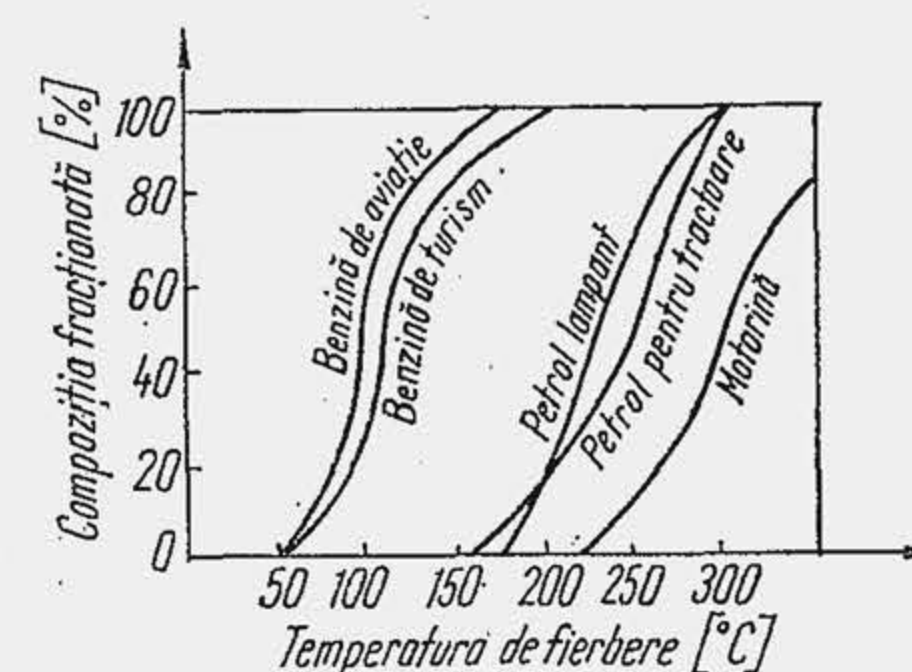


Fig. 4.30. Curbe de distilare a combustibilului.

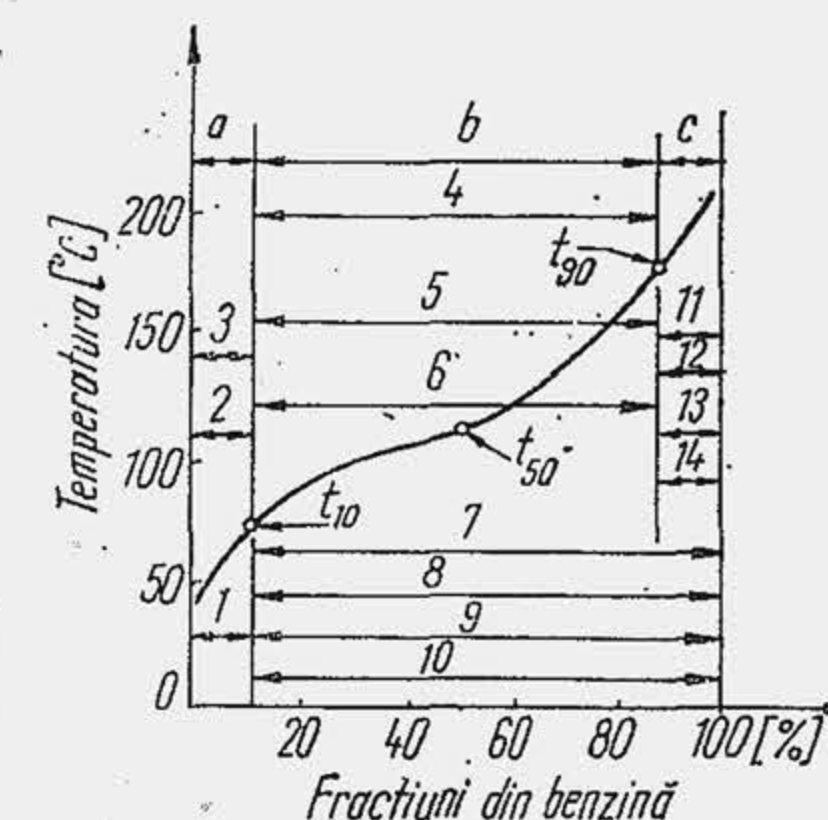


Fig. 4.31. Dependența performanțelor motorului de curba de distilare:

1 — pornirea motorului rece; 2 — pornirea caldă; 3 — dopurile de vapori; 4 — încălzirea motorului după pornire; 5 — formarea de gheață; 6 — oprirea motorului cald; 7 — accelerarea; 8 — deplasarea autovehiculului în croazieră; 9 — puterea maximă; 10 — funcționarea liniștită; 11 — eficiența pentru deplasări scurte; 12 — diluarea uleiului; 13 — formarea de depozite; 14 — formarea de gume; 15 — depunerile pe electrozii bujiei. Intervalele de temperatură: 0... $t_{10}^\circ\text{C}$  (a);  $t_{10}...t_{50}^\circ\text{C}$  (b);  $t_{50}...t_{90}^\circ\text{C}$  (c).

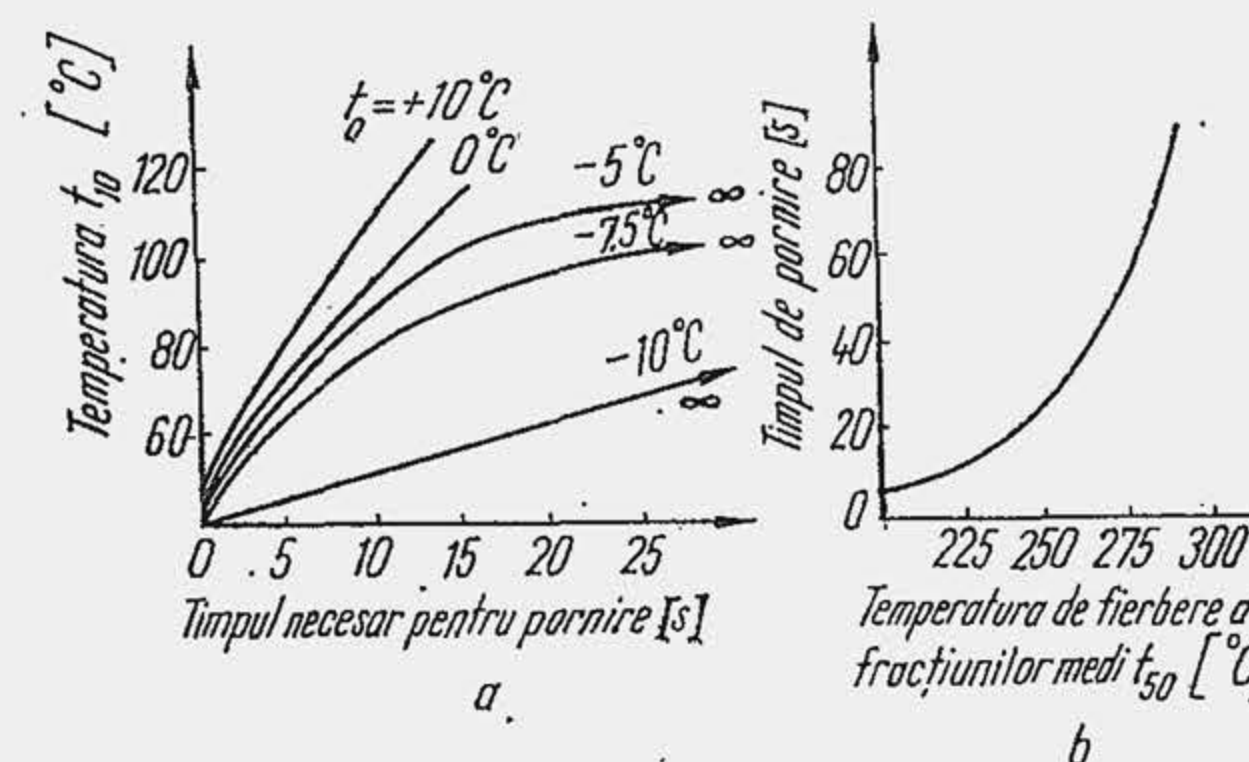


Fig. 4.32. Influența temperaturii de fierbere a unor fracțiuni din combustibil asupra ușurinței de pornire a motorului rece.



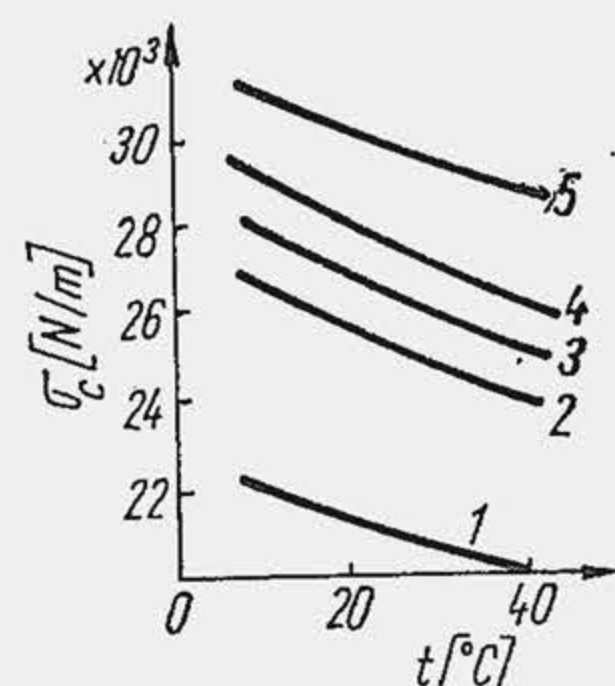


Fig. 4.33. Dependenta tensiunii superficiale de temperatură:

1 — benzină; 2 — petrol pentru tractoare; 3 — motorină de iarnă; 4 — motorină de vară; 5 — ulei.

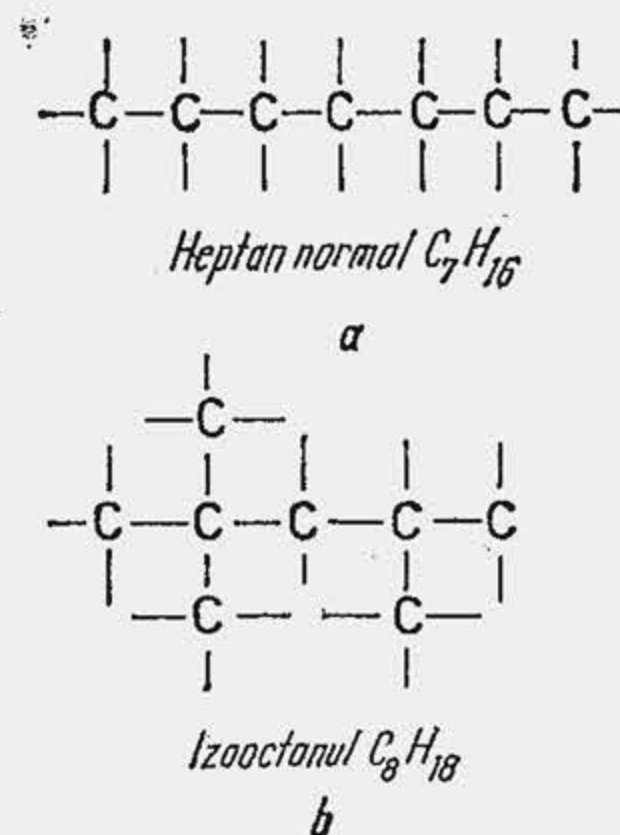


Fig. 4.34. Formula structurală a unor hidrocarburi.

( $2,5 \cdot 10^{-6} \dots 8,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ). Pentru benzine nu există restricții în privința viscozității.

Tensiunea superficială influențează pulverizarea combustibilului deoarece este determinată de lucrul mecanic necesar pentru mărirea suprafeței lichidului [ $\text{kJ}/\text{m}^2$  sau  $\text{N}/\text{m}$ ]. Ea depinde de natura hidrocarburilor, scade cu creșterea temperaturii (fig. 4.33) și cu creșterea presiunii, crește cu conținutul de fracțiuni grele. Tensiunea superficială (sau coeficientul de tensiune superficială) fiind mai mică la benzină explică în parte volatilitatea mai înaltă a acesteia. Tensiunea superficială nu este o mărime standardizată.

Cifra octanică (CO) reprezintă rezistența la autoaprindere a combustibilului de aceea ilustrează rezistența la detonație (v. par. 5.3) sau calitatea anti-detonantă a benzinei. Cifra octanică a benzinei se determină prin compararea acesteia cu un amestec etalon, format din două hidrocarburi cu calități anti-detonante opuse. Una dintre hidrocarburi este heptanul normal (fig. 4.34) care are rezistență mică la autoaprindere (detonează ușor) și căruia i se atribuie convențional  $\text{CO} = 0$ . Cealaltă hidrocarbură este izooctanul (un izomer al octanului) care are rezistența mare la autoaprindere (detonează greu) și căruia i se atribuie convențional  $\text{CO} = 100$ . Heptanul normal are stabilitate chimică redusă, deoarece molecula este un lanț întins de atomi de carbon, care se descompune ușor. Izoctanul are stabilitate chimică mare, molecula acestuia fiind mai compactă, datorită ramificării lanțului, se descompune și se oxidează mai greu. Se numește cifră octanică a amestecului etalon procentul de izooctan în volum. Comparăția dintre benzină și amestecul etalon se face pe un motor de construcție specială care permite producerea și înregistrarea unui nivel de detonație determinat.

Motorul pentru determinarea cifrei octanice este un monocilindru în patru timpi (de tipul TIAM 9 — 2 sau de tipul CFR) cu raport de comprimare variabil între 4 și 10 care se realizează prin deplasarea axială a cilindrului. Monocilindrul este cuplat cu un motor electric asincron care îndeplinește două funcțiuni: pornește monocilindrul și-i

menține turația constantă, cu o precizie de 1%, în timpul funcționării. Un număr de echipamente controlează regimul de funcționare. De exemplu, aerul este încălzit inițial pînă la  $40 \dots 50^\circ\text{C}$ , apoi amestecul aer-combustibil este încălzit pînă la  $141^\circ \pm 1^\circ\text{C}$ . Nivelul detonației se determină cu ajutorul unui aparat numit indicator de detonație (fig. 4.35) care este alcătuit dintr-un corp cilindric 1, în interiorul căruia se deplasează liber o tijă metalică 2; partea inferioară a corpului se introduce în locașul din chiulasă și conține o membrană metalică 3, pe care acționează presiunea gazelor din cilindru. Pe cealaltă parte a membranei se sprijină liber tija 2, capătul superior al tijei se sprijină pe lamele elastice 4 și 5, care, împreună cu rezistența 6 se află într-un circuit electric. Un termocuplu 7 indică temperatura rezistenței 6 pe cadranul unui milivoltmetru 8, gradat convențional de la 0 la 100.

Detonația din cilindru pune în vibrație membrana 3. Oscilațiile acesteia se transmit prin tija 2 la lama 4 și determină închiderea circuitelor electrice. Rezistența 6 se încălzește. Temperatura acesteia este proporțională cu oscilațiile membranei, adică cu intensitatea detonației. Benzina de încercat se compară cu două amestecuri etalon ( $\text{CO}_1$ ,  $\text{CO}_2$ ) care diferă între ele cu maximum două unități de cifră octanică, unul detonează mai puternic decât proba (indicația  $a_1$  pe scala aparatului), celălalt mai slab ( $a_2$ ). Inițial, se aduce benzina de încercat în condiții de detonație prin variația lui  $\epsilon$  și se citește pe scala aparatului indicația  $a_x$ . Rezultă  $\text{CO}_x = \text{CO}_1 + (\text{CO}_2 - \text{CO}_1) (a_1 - a_x) / (a_2 - a_1)$ .

Se numește cifră octanică a benzinei cifra octanică a amestecului etalon care produce aceeași intensitate de detonație ca și benzina în condiții de încercare standard. Standardul prevede determinarea CO prin două metode: metoda „Motor” la turația de funcționare 900 rot/min și metoda „Research” (Cercetare) la turația de 600 rot/min. Se obțin: cifra octanică Motor (CO/M) și cifra octanică Research (CO/R sau CO/Ce). În general  $\text{CO}/\text{R} > \text{CO}/\text{M}$  iar diferența  $\text{CO}/\text{R} - \text{CO}/\text{M}$  se numește sensibilitatea combustibilului. Pentru motoarele de automobil, sensibilitatea combustibilului prezintă o importanță deosebită deoarece evidențiază comportarea combustibilului la detonație cînd turația motorului scade. Or, la turația de moment maxim pericolul de detonație este mai mare decât la turația de putere maximă. De aceea, benzinele se caracterizează prin CO/R. De exemplu, benzina cu denumirea comercială Premium are  $\text{CO}/\text{R} = 98$ . În România se fabrică în prezent trei tipuri de benzină (tab. 4.2, a) cu  $\text{CO}/\text{R} = 75; 90; 98$  cu sensibilitatea de 5, respectiv 10 și 8 unități.

Motoarele cu  $\epsilon$  ridicat (aproximativ 10) pretind benzine cu CO/R mai mare ca 100, denumite „supercarburant”. În acest caz metoda tradițională de determinare a CO a fost înlocuită cu metoda bazată pe „cifra de performanță”. Cifra de performanță (CP) reprezintă creșterea de putere față de puterea obținută pentru  $\text{CO} = 100$ , fără detonație (fig. 4.36). CO se determină cu relația indicată pe figură. Pentru  $\text{CP} = 130$ , corespunde  $\text{CO} = 110$ .

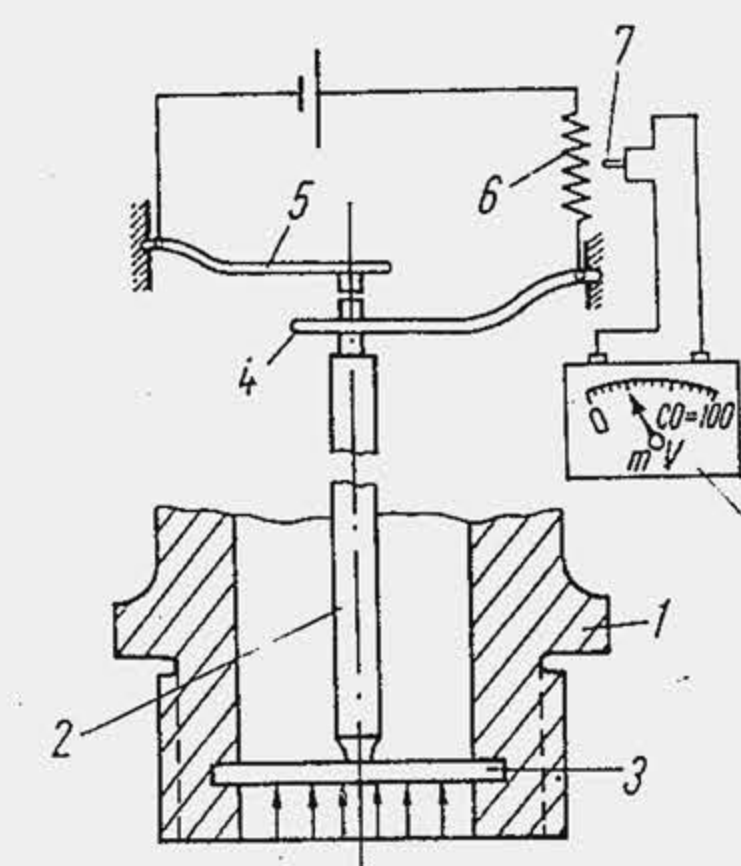


Fig. 4.35. Echipamentul pentru înregistrarea intensității detonației.



Tabela 4.2

Caracteristicile <sup>1)</sup> combustibililor pentru autovehicule  
a) Benzine fabricate în România (STAS 176-65)

Caracteristicile	Denumirea comercială			Metoda de analiză STAS
	Normală	Regular	Premium	
<b>Cifra octanică</b>				
— metoda Research, min	75	90	98	26—68
— metoda Motor, min	70	80	90	26—68
— sensibilitatea	5	10	8	
— conținut de TEP, în ‰ volume, max	—	—	0,6	990—72
<b>Distilare</b>				
— $t_{10}$ , °C, max	79	70	70	36—67
— $t_{50}$ , °C, max	145	120	120	
— $t_{90}$ , °C, max	195	180	175	
— temperatura finală de fierbere, °C, max	205	205	205	
— presiune de vapori, mm Hg, max.	500	500	500	121—60
— daN/cm <sup>2</sup>	0,666	0,666	0,666	

<sup>1)</sup> Numai caracteristicile determinante pentru procesele de vaporizare și ardere.

b) Motorine fabricate în România (STAS 420-66)

Tipul	+5	-5	-10	-15 A		-15B	-25	-35	-45 <sup>2)</sup>	Metoda de analiză STAS
				iarna	vara					
Indice Diesel, min	49	49	49	53	53	48	48	45	43	50—59
Distilare										36—67
— până la 300°C, % vol, min	50	50	50	75	75	50	50	50	55	
— până la 350°C, % vol, min	88	88	88	97	97	88	80	90	90	
Viscozitate la 20°C										117—66
— °E										
— cSt				1,2...1,7					1,4...1,7	
Cocs (în 10% reziduu), %	0,35	0,35	0,35	0,20	0,20	0,35	0,35	0,35	0,10	28—69
Punct de congelare, °C max	+5	-5	-10	-15	-5	-15	-25	-35	-45	39—56
Puterea calorică inferioară, min										240—66
— kJ/kg		41422			41840		41422		—	
— kcal/kgf		9900			10000		9900			

<sup>1)</sup> Numai caracteristicile determinante pentru procesele de injecție, vaporizare, autoaprindere, ardere.

<sup>2)</sup> Caracteristici stabilite prin NID-3535/66.

Benzinele cu cifră octanică ridicată se obțin și prin aditivare (v. par. 5.5.4).

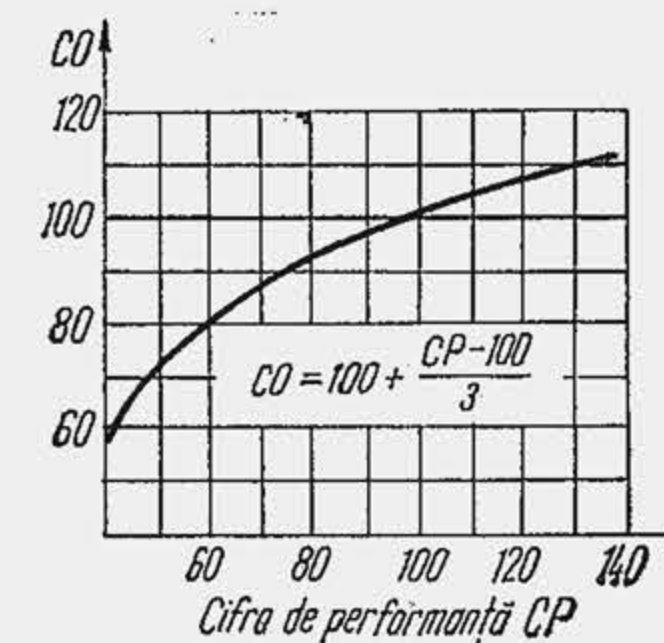


Fig. 4.36. Grafic pentru determinarea cifrei octanice a supercarburantului.

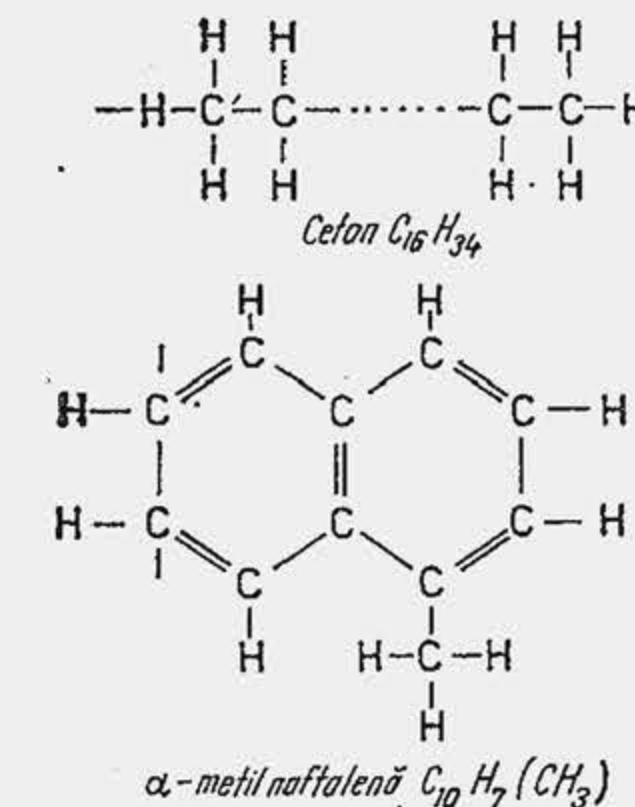


Fig. 4.37. Formula structurală a unor hidrocarburi.

Cifra cetanică (CC) reprezintă *ușurința la autoaprindere* a combustibilului. Pentru MAC *ușurința la autoaprindere* este o caracteristică esențială, deoarece de ea depinde pornirea rapidă și funcționarea normală a motorului. Cifra cetanică se determină prin compararea cu un amestec etalon. Amestecul etalon este format din două hidrocarburi pure cu calități opuse la autoaprindere. Cetanul ( $C_{16}H_{34}$ ) fiind un alcan cu structură liniară (fig. 4.37, a) se descompune cu ușurință la temperaturi relativ joase, în prezența oxigenului, formează produse intermediare de oxidare, care ușurează aprinderea; i se atribuie  $CC = 100$ . Drept hidrocarbură cu rezistență mare la autoaprindere se alege  $\alpha$ -metil-naftalenul ( $C_{10}H_7CH_3$ ) care este o hidrocarbură aromatică (fig. 4.37, b) și i se atribuie  $CC = 0$ . Rezistența mare la autoaprindere este determinată de compactitatea moleculei, de lanțul închis de atomi și dubbele legături. Cifra cetanică a amestecului etalon este procentul în volume, de cetan în amestec. Cifra cetanică a motorinei se determină pe un monocilindru, în patru timpi, cu raport de comprimare variabil. Când se aplică metoda raportului critic de comprimare CC se determină astfel. Pentru combustibilul de încercat se modifică raportul de comprimare până la acea valoare minimă sub care nu se mai produce autoaprinderea. Se utilizează apoi două amestecuri etalon pentru care raportul minim de comprimare este odată mai mic și odată mai mare, decât acel stabilit pentru combustibilul de încercat. Prin metoda interpolării se determină CC, care pentru motoarele de autovehicule variază între 42...50 unități. Cifra cetanică, exprimând *ușurința la autoaprindere*, stă într-un raport invers proporțional cu cifra octanică, care exprimă rezistența la autoaprindere. Experimental s-a stabilit că această legătură are forma:  $CO = 120 - 2 CC$ .

**Indicele diesel.** Determinarea experimentală a cifrei cetanice este laborioasă și costisitoare. S-a găsit o metodă de laborator care măsoară *ușurința la autoaprindere* pe baza unor proprietăți fizice ale combustibilului. Cifra cetanică depinde destul de exact de conținutul de hidrocarburi aromatice din combustibil (scade cu creșterea procentului de aromatice). Apoi s-a stabilit că anilina proaspăt distilată se dizolvă complet într-o anumită cantitate de combustibil la o temperatură determinată, numită *punct de anilină*. Cu cât conținutul de hidrocarburi aromatice este mai mic, cu atât punctul de anilină este mai mare. Pe de altă parte, creșterea conținutului de alcani în combustibil mărește cifra cetanică a combustibilului dar micșorează densitatea lui (molecule mai ușoare).



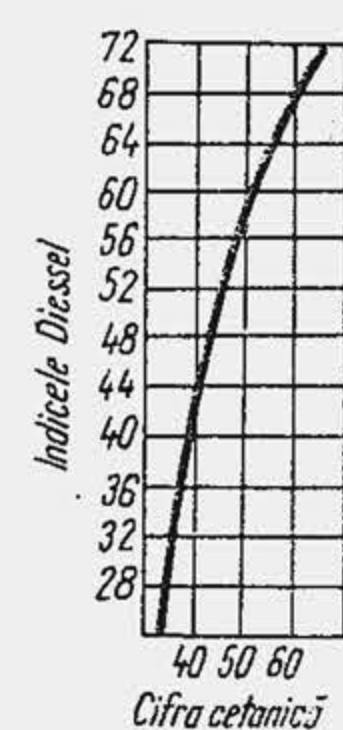


Fig. 4.38. Dependența indicelui diesel de cifra cetanică.

Cei doi indici de comparație (punctul de anilină și densitatea) dau o caracteristică unică, *indicele diesel* (ID) cu care se apreciază ușurința la autoaprindere. Cu cât ID este mai mare cu atât CC este mai mare. Această dependență se arată în figura 4.38. În țara noastră se prepară șapte tipuri de motorină, pentru care  $ID = 45 \dots 53$ .

*Punctul de congelare* este temperatura la care combustibilul își pierde fluiditatea, din care cauză se întrerupe alimentarea cu combustibil pe timp rece. Motorina se clasifică după punctul de congelare (tab. 4.2, b). Filtrele de hîrtie, adoptate în ultimii ani pentru motorină, au un prag de filtrare foarte redus și determină întreruperea alimentării din cauza blocării porilor cu cristale de parafină, care se formează înainte de a atinge punctul de congelare. De aceea, există tendința de a înlocui punctul de congelare cu punctul de filtrabilitate, care este temperatura minimă la care combustibilul nu blochează filtrul.

*Indicele de cocs.* Motorina are tendința de a forma, prin ardere, depozite de cocs sau calamină (v. par. 18.7.3). Calamina se depune pe orificiul injectorului și-l obturează parțial sau integral. Prin încălzirea combustibilului în absența aerului, o parte se volatilizează iar reziduul final reprezintă cocsul. Indicele de cocs  $IC$  reprezintă procentul de cocs care se formează la încălzirea unei mase  $m_c$  de combustibil. Dacă  $m_{cs}$  este masa de cocs, atunci  $IC = (m_{cs}/m_c) \cdot 100$ . Indicele de cocs se limitează prin standard.

*Puterea calorică.* Prin ardere se degajă energia chimică conținută în combustibil. Căldura degajată în exterior prin arderea completă a unității de cantitate (kg, kmol,  $m^3$ ) de substanță combustibilă se numește *căldură de reacție*. Căldura de reacție depinde de natura combustibilului și de condițiile de presiune, temperatură, volum, în care s-a desfășurat reacția. Dacă reacția are loc la volum constant se obține căldura de reacție la volum constant  $Q_v$ ; dacă reacția are loc la presiune constantă se obține căldura de reacție la presiune constantă  $Q_p$ . Căldura de reacție precizată la presiunea constantă de 760 torri și temperatura constantă de  $0^\circ C$  se numește *putere calorică*.

Puterea calorică se determină într-un *calorimetru* care este un vas de oțel (bombă calorimetrică) așezat într-un vas cu apă. În vasul de oțel se introduce proba de combustibil și oxigenul comprimat. Amestecul se aprinde prin intermediul scînteii, se încălzește prin degajarea căldurii de reacție și transferă căldura apei de răcire. Temperatura finală a amestecului este sub  $100^\circ C$  astfel că vaporii de apă conținuți în produsele de ardere se condensează.

Cînd puterea calorică include și căldura de vaporizare se numește *putere calorică superioară*  $Q_s$ . În motoarele cu ardere internă, produsele de ardere se evacuează la o temperatură superioară temperaturii de condensare a vaporilor de apă, de aceea, prin ardere se degajă mai puțină căldură decît  $Q_s$ . Dacă se scade din  $Q_s$  căldura de vaporizare a apei se obține *puterea calorică inferioară*  $Q_i$ . Drept unitate de cantitate de substanță pentru combustibilii lichizi se alege kilogramul (sau kgf) iar  $Q_i$  se măsoară în kJ/kg (kcal/kgf). În tabela 4.3 se arată valorile medii ale lui  $Q_i$ .

Tabela 4.3

Caracteristicile de ardere ale unor combustibili

Combustibilul	Compoziția [kg/kg]			$O_{min}$ kmol/kg	$L_{min}$ kmol/kg	$Q_i$	
	$c$	$h$	$o$			kJ/kg	kcal/kgf
Benzină	0,854	0,142	0,004	0,1065	0,5073	43 524	10 400
Petrol	0,860	0,137	0,003	0,1058	0,4038	43 105	10 300
Motorină	0,857	0,133	0,010	0,1043	0,4966	41 850	10 000
Păcură	0,860	0,120	0,020	0,1010	0,4809	41 850	10 000

Lucrul mecanic efectuat de gazele de ardere în cilindru depinde de gradul lor de încălzire (temperatura maximă din ciclu) care la rîndul lui depinde de căldura de reacție și de cantitatea de amestec de gaze. Fiecare combustibil necesită o altă cantitate teoretică de aer pentru arderea lui completă. Dintre doi combustibili care au același  $Q_i$  cel care necesită o cantitate mai mică de aer pentru arderea teoretică determină un grad de încălzire mai înalt a gazelor de ardere (v. rel. 3.1). De aceea, calitatea unui combustibil se apreciază prin *puterea calorică a amestecului* ( $Q_{iam}$ ) care reprezintă raportul dintre  $Q_i$  și masa de fluid proaspăt

$$Q_{iam} = Q_i / (1 + \lambda L_{min}) \text{ [kJ/kg]}. \quad (4.46)$$

De exemplu, 1 kg benzină arde teoretic cu 15 kg aer, iar  $Q_{iam} = 43942 / (1 + 14,88) = 2767 \text{ kJ/kg am.}$   $Q_{iam}$  pentru combustibilii uzuali diferă puțin, deși  $Q_i$  diferă pînă la 40...50%, astfel încît randamentul termodinamic (care depinde de temperatura maximă din ciclu) nu poate fi îmbunătățit prin schimbarea combustibililor uzuali, între ei.

Puterea calorică inferioară se determină prin formule de calcul care țin seama de compoziția chimică a combustibilului (v. tab. 4.3). Formula lui D. I. Mendeleev dă valori satisfăcătoare pentru calculele termice:

$$Q_i = 34013c + 125600h - 10900(o - s) - 2512(9h + u) \text{ [kJ/kg]}, \quad (4.47)$$

$c, h, o, s, u$  fiind fracțiunile masice de carbon, hidrogen, oxigen, sulf și umiditate din combustibil. Pentru combustibilii românești  $s \approx 0$ ;  $c, h, o$  în tabela 4.3, iar  $u = 0,0001 \dots 0,0005$ \*. Cînd arderea este incompletă (v. par. 4.5) căldura degajată  $Q_{in}$  este mai mică, întrucît în produsele de ardere apare  $CO$  și  $H_2$ .  $Q_{in}$  se determină cu relația

$$Q_{in} = Q_i - 120\,000(1 - \lambda)L_{min} \text{ [kJ/kg]}, \quad (4.48)$$

$$L_{min} \approx 0,5 \text{ kmol/kg (tab. 4.3).}$$

\* Conținutul redus de apă nu influențează pe  $Q_i$ . Dar, la un consum de 30 l/100 km, rezultă  $30\,000 \cdot 0,0005 = 15 \text{ cm}^3$  apă, care, iarna, transformîndu-se în cristale de gheață blochează filtrul de combustibil. Din acest motiv filtrul se încălzește liber (se așază lîngă o zonă caldă a motorului) sau forțat (cu lichidul de răcire a motorului).



#### 4.5. TERMODINAMICA ARDERII

**Aerul necesar arderii.** Compoziția chimică a combustibililor lichizi nu se definește exact printr-o formulă chimică, întrucât ei sînt un amestec de hidrocarburi. Totuși, o bună aproximație o oferă formula chimică a octanului  $C_8H_{18}$  pentru benzine și a cetenei  $C_{16}H_{32}$  pentru motorine. Compoziția chimică exactă se determină experimental pentru fiecare combustibil și se exprimă prin conținutul de carbon  $c$  (kg carbon/kg comb), de hidrogen  $h$  (kg hidrogen/kg comb) și de oxigen  $o$  (kg oxigen/kg comb), celelalte elemente din combustibil (sulf, azot etc.) fiind în proporții foarte reduse influențează neînsemnat termodinamica arderii. Compoziția masică a unor combustibili de motoare se arată în tabela 4.3.

Reacția de oxidare completă a carbonului este  $C + O_2 \rightarrow CO_2$ . Este convenabilă următoarea convenție privind unitățile de măsură: substanțele lichide se măsoară în kilograme iar substanțele gazoase în kilomoli. Știind că masa atomică a carbonului este 12 reacția anterioară se scrie:  $12\text{kgC} + 1\text{ kmol } O_2 \rightarrow 1\text{ kmol } CO_2$ ; împărțind cu 12 rezultă:  $1\text{kgC} + (1/12)\text{ kmol } O_2 \rightarrow (1/12)\text{ kmol } CO_2$ . Dacă se arde  $c$  kg carbon, pentru 1 kg combustibil se obține

$$c \left[ \frac{\text{kg C}}{\text{kg comb}} \right] + \frac{c}{12} \left[ \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kg comb}} \right] \rightarrow \frac{c}{12} \left[ \frac{\text{kmol } CO_2}{\text{kg comb}} \right]. \quad (4.49)$$

Reacția de ardere completă a hidrogenului este  $H_2 + (1/2)O_2 \rightarrow H_2O$ . Repetind raționamentul rezultă

$$h \left[ \frac{\text{kg H}}{\text{kg comb}} \right] + \frac{h}{4} \left[ \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kg comb}} \right] \rightarrow \frac{h}{2} \left[ \frac{\text{kmol } H_2O}{\text{kg comb}} \right]. \quad (4.50)$$

Cantitatea de oxigen necesară pentru arderea teoretică completă a unui kilogram de combustibil va fi suma cantităților de oxigen  $(c/12 + h/4)$  necesare pentru arderea completă a părților componente, mai puțin cantitatea de oxigen  $(o/32)$  prezentă în unele sorturi de combustibil.

$$O_{min} = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} [\text{kmol/kg}]. \quad (4.51)$$

Se observă că  $O_{min}$  s-a determinat din condiția ca oxidarea substanțelor inițiale de combustibil să se producă integral. În acest caz substanțele finale nu mai posedă energie chimică. Arderea prin care energia chimică conținută în substanțele inițiale este transformată integral în alte forme de energie se numește *ardere completă*, iar cantitatea minimă de oxigen necesară pentru arderea completă se numește *teoretică* sau *minimă*.

Arderea în motoare este și de tipul incomplet. Prin *ardere incompletă* se înțelege tipul de ardere în care combustibilul nu dispune de oxigenul necesar oxidării complete. În acest caz, produsele de ardere conțin o parte din energia chimică a substanțelor inițiale.

Tabela 4.4

Compoziția gravimetrică și volumetrică a aerului

Componentul	Conținutul, în %	
	Părți de volum	Părți de masă (greutate)
Azot	79	77
Oxigen	21	23

Reacția de ardere incompletă a carbonului este  $C + (1/2)O_2 \rightarrow CO$  sau  $1\text{ kg C} + (1/2 \cdot 12)\text{ kmol } O_2 \rightarrow 1/12\text{ kmol CO}$ . Dacă, din  $c\text{kgC/kg comb}$  fracțiunea  $x_{CO}$  kgC/kg comb trece în CO atunci ecuația finală este

$$x_{CO} \left[ \frac{\text{kg C}}{\text{kg comb}} \right] + \frac{x_{CO}}{2 \cdot 12} \left[ \frac{\text{kmol } O_2}{\text{kg comb}} \right] \rightarrow \frac{x_{CO}}{12} \left[ \frac{\text{kmol CO}}{\text{kg comb}} \right]. \quad (4.52)$$

Cînd arderea este incompletă o parte din hidrogen nu reacționează cu oxigenul.

Cantitatea de aer necesară *arderii complete teoretice* sau *cantitatea minimă de aer*  $L_{min}$ , necesară arderii complete, se determină cunoscînd proporția de oxigen în aer (tab. 4.4). Se înțelege că  $O_{min} = 0,21 L_{min}$  sau ținînd seama de relația (4.51):

$$L_{min} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) \left[ \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \right]. \quad (4.51^*)$$

Cantitatea reală de aer, disponibilă pentru arderea unui kg combustibil este dată de relația (1.10):  $L = \lambda L_{min}$ . În tabela 4.3 se arată valorile  $O_{min}$  și  $L_{min}$ . Știind că masa moleculară a aerului este  $M_a = 29\text{ kg/kmol}$ , rezultă că pentru benzina din tabela 4.2,  $L_{min} = 0,5073 \cdot 29 = 14,71\text{ kg aer/kg comb}$  sau aproximativ 15 kg aer/kg comb.

Numărul de kmoli de substanțe inițiale  $v_i$  care participă la reacția chimică este suma

$$v_i = \lambda L_{min} + v_c [\text{kmol/kg comb}], \quad (4.53)$$

$v_c$  fiind numărul de kilomoli de combustibil pentru 1 kg combustibil, iar  $M_c$  fiind masa moleculară a combustibilului, rezultă că  $v_c = 1/M_c$ . Benzina fiind reprezentată de octan ( $C_8H_{18}$ ) are  $M_c = 8 \cdot 12 + 18 = 114\text{ kg comb/kmol}$ , pentru motorină ( $C_{16}H_{32}$ ) rezultă  $M_c = 16 \cdot 12 + 32 = 224\text{ kg comb/kmol}$ . La MAC se admite  $v_c = 0$ .

**Compoziția produselor de ardere.** Pentru calculele termochimice din cilindru este necesar să se cunoască compoziția produselor de ardere care depinde de coeficientul de dozaj (tab. 4.5).



1) Cazul  $\lambda \geq 1$ . Numărul de kilomoli de  $\text{CO}_2$  și  $\text{H}_2\text{O}$  ( $v_{\text{CO}_2}$ ,  $v_{\text{H}_2\text{O}}$ ) rezultate din arderea combustibilului este precizat de membrul drept al ecuațiilor stoichiometrice (4.49) și (4.50), relațiile (1) și (2), tabela 4.5.

Numărul de kilomoli de azot ( $v_{\text{N}_2}$ ) se determină ținând seama de proporția de azot în aer (v. tab. 4.5, rel. 3).

Numărul de kilomoli de  $\text{O}_2$  ( $v_{\text{O}_2}$ ) care nu a reacționat chimic se obține dacă se scade din cantitatea de oxigen disponibilă ( $0,21 L$ ) oxigenul consumat în reacție ( $0,21 L_{\text{min}}$ ), relația (4).

Numărul de kilomoli de substanțe finale este dat de relația (5).

2) Cazul  $\lambda < 1$ . Se presupune că o parte ( $x_{\text{CO}_2}$ ) din carbonul disponibil în 1 kg combustibil arde complet și trece în  $\text{CO}_2$ , iar restul ( $x_{\text{CO}}$ ) trece în  $\text{CO}$ . Pentru determinarea celor două necunoscute sînt disponibile două ecuații de bilanț masic. Ecuația de bilanț masic al carbonului este  $x_{\text{CO}_2} + x_{\text{CO}} = c(a)$ ; ecuația de bilanț masic al oxigenului se scrie pe baza ecuațiilor stoichiometrice (4.49), (4.50) și (4.52), însumînd cantitățile de oxigen necesare arderii și egalîndu-le cu cantitatea de oxigen disponibilă:  $x_{\text{CO}_2}/12 + h/4 + x_{\text{CO}}/2 \cdot 12 = 0,21 \lambda L_{\text{min}}(b)$ . Rezolvînd ecuațiile (a) și (b) rezultă relațiile (6) și (7).

Este de reținut condiția  $x_{\text{CO}_2} = 0$ , care dă valoarea critică a coeficientului de dozaj al aerului de ardere:  $\lambda_{\text{cr}} = 1 - c/5,04 L_{\text{min}}$ . Pentru  $c = 0,854$  și

Tabela 4.5

Relații pentru calculul compoziției și calității amestecului  
a) Compoziția produselor de ardere

Coeficientul de dozaj	Substanța	Cantitatea de substanță, în kmol/kg comb. *
$\lambda \geq 1$	$\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2, \text{O}_2$ (fără $\text{O}_2$ , pentru $\lambda = 1$ )	$v_{\text{CO}_2} = \frac{c}{12}$ (1)
		$v_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{h}{2}$ (2)
		$v_{\text{N}_2} = 0,79\lambda = 0,79L_{\text{min}}$ (3)
		$v_{\text{O}_2} = 0,21(\lambda - 1)L_{\text{min}}$ (4)
		$v_{\text{r}} = v_{\text{CO}_2} + v_{\text{H}_2\text{O}} + v_{\text{N}_2} + v_{\text{O}_2}$ (5)
$\lambda < 1$	$\text{CO}_2, \text{CO}, \text{H}_2\text{O}, \text{H}_2, \text{N}_2$	$x_{\text{CO}_2} = c - 5,04(1 - \lambda)L_{\text{min}}$ (6)
		$x_{\text{CO}} = 5,04(1 - \lambda)L_{\text{min}}$ (7)
		$v_{\text{CO}_2} = x_{\text{CO}_2}/12$ (8)
		$v_{\text{CO}} = x_{\text{CO}}/12$ (9)
		$v_{\text{H}_2\text{O}} = x_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h/2$ (10)
		$v_{\text{H}_2} = (1 - x_{\text{H}_2\text{O}})h/2$ (11)
		$v_{\text{N}_2} = 0,79L_{\text{min}}$ (12)
		$v_{\text{r}} = v_{\text{CO}_2} + v_{\text{CO}} + v_{\text{H}_2\text{O}} + v_{\text{H}_2} + v_{\text{N}_2}$ (13)
		$x_{\text{H}_2\text{O}} = 1 - (0,9 \dots 1,0) v_{\text{CO}}/h$ (14)

\* Cu excepția relațiilor (6), (7) și (14) care se măsoară în kg/kg comb.

Tabela 4.5 (continuare)

b) Coeficientul de dozaj al aerului\*

Calitatea amestecului	Relația	Autorul
Bogat	$\frac{A}{C} = \frac{100 - [\text{CO}_2]}{0,329(1 + h/c)[\text{CO}_2]}$ (1)	Gerrish și Meem
Sărac	$\frac{A}{C} = \frac{100 + T[\text{CO}_2]}{0,416(1 + h/c)[\text{CO}_2]}$ (2)	
—	$\frac{A}{C} = \frac{2897 Q}{8[\text{CO}_2] + 11[\text{CO}] - 4[\text{O}_2] + 86[\text{HC}] + 84Q}$ (3)	Leonard
Bogat	$\frac{A}{C} = \frac{96,9 - \Sigma [\text{CO}_2]}{0,329(1 + h/c)\Sigma [\text{CO}_2]}$ (4)	Shell TRC II
Sărac	$\frac{A}{C} = \frac{97,7 + T \Sigma [\text{CO}_2]}{0,416(1 + h/c) \Sigma [\text{CO}_2]}$ (5)	

\*  $\lambda = \frac{A}{C} \cdot \frac{1}{L_{\text{min}}}$ . Date suplimentare:

$$T = 3(1 + h/c)/(1 + c/h);$$

$$Q = (97,7 - [\text{CO}_2] - 1,5[\text{CO}] - [\text{O}_2] - [\text{HC}])/79;$$

$$\Sigma[\text{CO}_2] = 100([\text{CO}_2] + [\text{CO}] + 6[\text{HC}])/(100 + 5[\text{HC}] - 0,5[\text{CO}]);$$

$$L_{\text{min}} = 11,45(3 + c/h)/(1 + c/h);$$

$[\text{CO}_2]$ ,  $[\text{CO}]$  ... concentrația determinată experimental, în %.

$L_{\text{min}} = 0,507$  rezultă  $\lambda_{\text{cr}} = 0,65$ . Dacă  $\lambda < \lambda_{\text{cr}}$ , în produsele de ardere apare carbon neurs (particule de carbon) a cărui prezență este obiecțională deoarece activează uzura motorului.

În lipsă de oxigen, fracțiunea  $x_{\text{H}_2\text{O}}$  din  $h$  trece în vapori de apă, restul  $(1 - x_{\text{H}_2\text{O}})$  este hidrogen liber. În acest caz, ecuația (4.50) devine:  $x_{\text{H}_2\text{O}}h + x_{\text{H}_2\text{O}}h/4 \rightarrow x_{\text{H}_2\text{O}}h/2$ . Produsele rezultate prin ardere vor fi precizate de relațiile (8...13).

Experimental s-a stabilit că dacă  $\lambda < 1$ , combinațiile carbonului și hidrogenului cu oxigenul disponibil se fac în anumite proporții și anume, pentru  $h/c = 0,16 \dots 0,18$ , raportul  $R_{\text{H}_2} = v_{\text{H}_2}/v_{\text{CO}} = 0,45 \dots 0,5$  (pentru  $h/c = 0,13$  rezultă  $R_{\text{H}_2} = 0,3$ ). Atunci, cu relația (11) rezultă relația (14).

Pentru benzina din tabela 4.3, cu relațiile (7) și (9) pentru  $\lambda = 0,9$  rezultă  $v_{\text{CO}} = 0,021$  kmol/kg comb, iar din (14) se obține  $x_{\text{H}_2\text{O}} = 0,85$ , adică 85% din  $\text{H}_2$  trece în  $\text{H}_2\text{O}$  iar 15% rămîne liber. În unele cazuri se admite ipoteza că hidrogenul este mai activ chimic decât carbonul, astfel că, în lipsă de oxigen, el trece integral în  $\text{H}_2\text{O}$ . În acest caz  $x_{\text{H}_2\text{O}} = 1$ ,  $v_{\text{H}_2} = 0$ , iar (10) trece în  $v_{\text{H}_2\text{O}} = h/2$ .

Compoziția produselor de ardere în funcție de coeficientul de dozaj (la MAS) și de coeficientul de sarcină (la MAC) se arată în figura 4.39.

Compoziția produselor de ardere se determină cu aparate numite analizoare de gaze. Pentru determinarea gradului de ardere incompletă, în vederea reglării sistemului de alimentare cu combustibil sau punerii la punct a unui procedeu de ardere, se folosesc curent analizoarele electrice, care sînt relativ simple. Cînd produsele arderii incomplete se evaluează ca substanțe



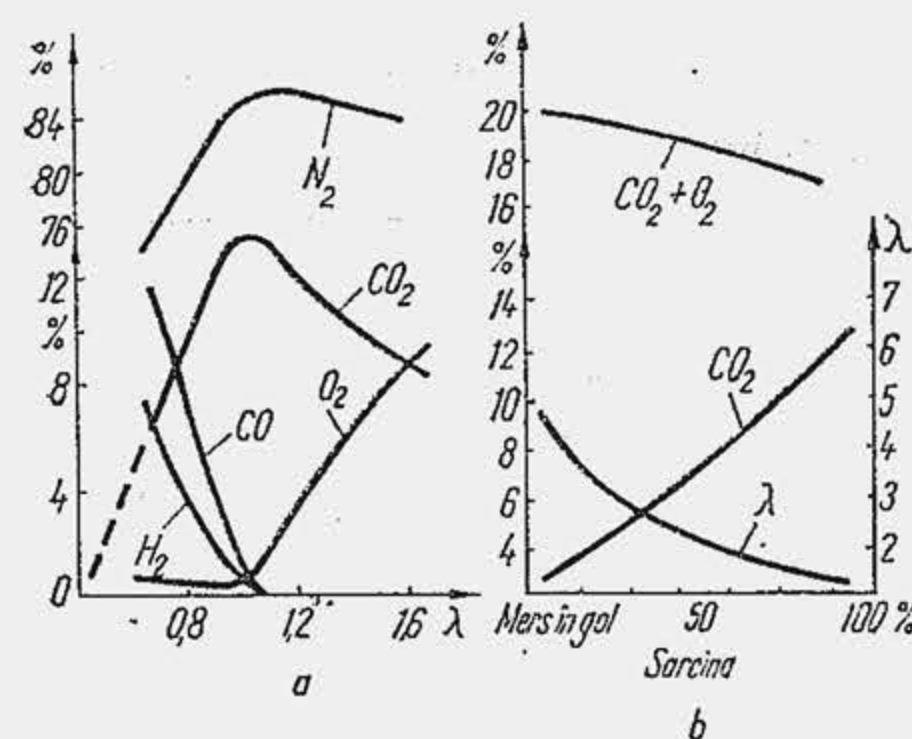


Fig. 4.39. Dependența concentrației produselor de ardere de coeficientul de dozaj al aerului (a) și de sarcină (b).

conductibilitatea termică a aerului. Conductibilitatea termică a gazelor de evacuare este mai mică decât a aerului din cauza CO<sub>2</sub>-ului (coeficientul de conductibilitate în kJ/mhK este:  $\lambda_{aer} = 86,8 \cdot 10^{-3}$ ;  $\lambda_{O_2} = 87,4 \cdot 10^{-3}$ ;  $\lambda_{N_2} = 85,9 \cdot 10^{-3}$ ;  $\lambda_{CO} = 79 \cdot 10^{-3}$ ;  $\lambda_{CO_2} = 51,2 \cdot 10^{-3}$ ). Peste o rezistență electrică  $R_1$ , încălzită se trece un curent de aer; peste o rezistență electrică  $R_2$ , încălzită la aceeași temperatură cu  $R_1$  se trece un curent de gaze de ardere. În primul caz, rezistența electrică se răcește mai intens, deoarece  $\lambda_{aer}$  este mai mare (v. rel. 3.24). Se montează cele două rezistențe într-o punte Wheatstone (fig. 4.40, a), cu rezistențele  $R_3$ ,  $R_4$  constante, alimentată de o sursă  $S$  de curent continuu, de joasă tensiune. Inițial, rezistențele  $R_1$  și  $R_2$  se găsesc în aer iar puntea este echilibrată. Rezistențele reglabile  $R_{e1}$  și  $R_{e2}$  compensează inițial micile nesimetrii. Curentul gazelor de evacuare, răcite pînă la temperatura aerului, modifică temperatura rezistenței  $R_1$ , proporțional cu concentrația de CO<sub>2</sub> din amestec. Puntea se dezechilibrează, milivoltmetrul  $mV$  măsoară tensiunea de echilibru iar scara aparatului este etalonată în procente de CO<sub>2</sub> sau indică direct dozajul combustibilului  $\bar{d}$  (rel. 1.8) sau inversul lui, dozajul aerului  $\bar{a}$ . Dacă în relația (1.8) se face  $m_c = 1$ , atunci  $m_a = L$ , care, substituit din (1.10) dă  $\bar{d} = 1/\lambda L_{min}$ . Inversul lui  $\bar{d}$  se mai numește raportul aer (A) pe combustibil (C) și se reprezintă pe scala aparatului:

$$\bar{a} = \frac{1}{\bar{d}} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{A}{C} = \lambda L_{min} [\text{kg/kg}].$$

Pentru  $L_{min} = 14,7$  și  $\lambda = 0,67 \dots 1,08$  rezultă limitele scalei  $A/C = 10:1 \dots 16:1$ . Când se verifică reglajul pentru amestecul de putere,  $\lambda = 0,84 \dots 0,92$ , iar  $A/C = 12,5 \dots 13,5$ . În regimul de mers în gol, pentru CO maximum 4,5% (v. par. 26.5) rezultă  $\lambda \approx 0,83$ , ceea ce înseamnă  $A/C = 12,3:1$ .

În gazele de evacuare se găsesc vapori de apă care au coeficientul de conductibilitate  $\lambda_{H_2O}$  apropiat de  $\lambda_{CO_2}$ . Ei modifică transferul de căldură și reduc precizia determinării. De aceea, gazele de evacuare sînt trecute inițial prin o cameră de condensare 1, care elimină vaporii de apă în separatoarele 2. Serpentina 3 răcește gazele de evacuare.

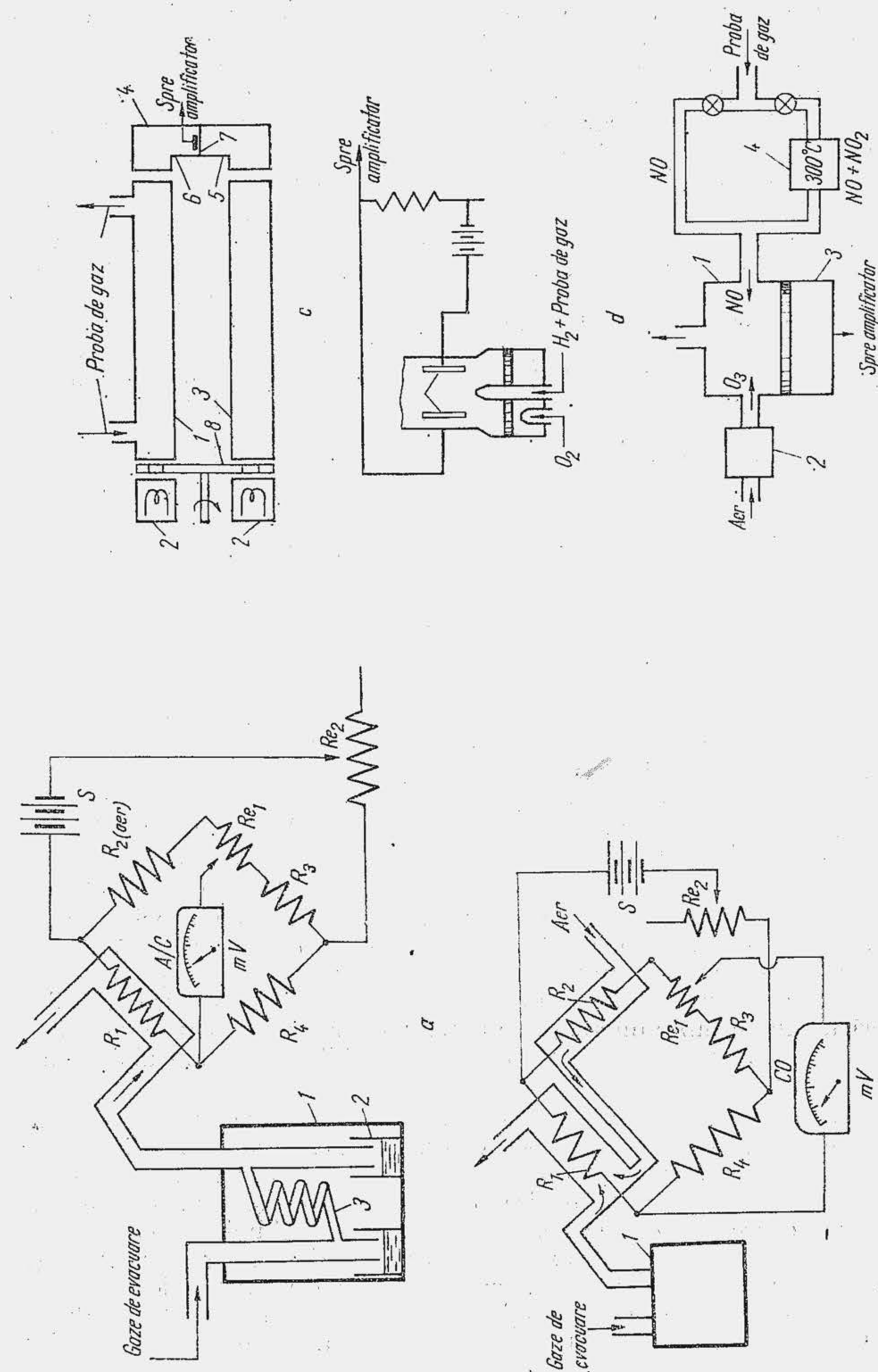


Fig. 4.40. Schemele aparatelor pentru determinarea unor produse de ardere.



Analizorul electric pentru CO (fig. 4.40, b) asigură postarderea oxidului de carbon și a hidrogenului molecular, rezultați din arderea incompletă. În acest scop, rezistențele electrice  $R_1$  și  $R_2$ , montate într-o punte Wheatstone, asemănătoare cu cea anterioară, se confecționează din platină și se aduc la o temperatură ridicată, 700...800°C. Aerul încălzit de rezistența  $R_2$  alimentează camera cu rezistența  $R_1$ , prin care trec gazele de evacuare. Sub acțiunea catalitică a platinei și a temperaturii ridicate, în prezența oxigenului, CO și  $H_2$  se oxidează, iar căldura de reacție sporește temperatura rezistenței  $R_1$ . Puntea se dezechilibrează, iar milivoltmetrul, care înregistrează tensiunea de dezechilibru, se etalonează adecvat.

Analizorul prin spectroscopie în infraroșu servește pentru determinarea oxidului de carbon. Se bazează pe proprietatea moleculei de a absorbi lumina pe benzi înguste de lungimi de undă. De exemplu, CO absoarbe în banda 4,5...5  $\mu m$ . Aparatul este alcătuit din două celule (fig. 4.40, c). Prin celula de prelevare 1 curge gazul de analizat, care absoarbe o parte din energia emisă de o sursă de lumină infraroșie 2; în celula de referință 3 se află un gaz inert care nu absoarbe radiația în infraroșu. La o extremitate a celulelor se află detectorul 4, alcătuit din două compartimente 5 și 6 separate prin o membrană 7, umplute cu amestec de gaze, apropiat de aceia care trece prin celula de prelevare. Compartimentul 5 primește o energie radiantă mai mare, amestecul se încălzește mai mult, apare o diferență de presiune care deformează membrana; deplasările membranei se măsoară cu un traductor capacitiv și cresc când sporește concentrația de substanță din proba de analizat (energia absorbită  $E_a$  este proporțională cu concentrația  $C$ , lungimea  $l$  a coloanei de gaz, constanta  $k$  de absorbție și energia incidentă  $E_i$ , astfel că  $E_a \approx kClE_i$ ).

Precizia măsurării crește dacă analizorul funcționează prin impulsuri de lumină. De aceea, între sursele de lumină și celule se montează un disc rotitor 8, prevăzut cu fante, astfel că încălzirea compartimentelor se produce ciclic, membrana vibrează, în concordanță cu variațiile de presiune, iar traductorul capacitiv înregistrează oscilațiile membranei, care au o frecvență determinată de numărul de fante și viteza de rotație a discului. Analizorul servește și pentru determinarea altor produse de ardere,  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ , HC, dacă se folosesc elemente cu gaze de referință corespunzătoare.

Analizorul prin ionizare în flacără servește pentru determinarea hidrocarburilor (HC). Se bazează pe proprietatea hidrocarburilor de a ioniza flacăra de hidrogen și oxigen. Proba de gaz împreună cu hidrogenul intră într-un arzător (fig. 4.40, d); oxigenul întreține arderea. Flacăra trece printre două plăci colectoare 1, montate într-un circuit electric. În prezența hidrocarburilor, între plăcile aflate sub o diferență de potențial apare un curent de ioni, care este proporțional cu concentrația de HC. Sensibilitatea aparatului ajunge până la o parte pe miliard.

Analizorul prin chemiluminiscență servește pentru determinarea oxidului și bioxidului de azot. Se bazează pe radiația luminoasă care apare în reacția dintre oxidul de azot ( $NO$ ) și ozon ( $O_3$ ). Într-un reactor 1 cu flux continuu (fig. 4.40, e) ajunge proba de analizat care conține  $NO$  și ozon, produs prin descărcări electrice de un generator auxiliar 2. Reacția chimică produce fotoni care sînt detectați într-un tub fotomultiplicator 3. Când interesează și conținutul de  $NO_2$  proba de gaz este trecută printr-un reactor termic 4, în care  $NO_2$ -ul trece în  $NO$  (chemiluminiscența se produce numai la reacția dintre  $NO$  și  $O_3$ ). Concentrația de  $NO$  este proporțională cu intensitatea luminii emise.

Fiind cunoscute unele substanțe din gazele de evacuare s-au dezvoltat relații de calcul care dau dozajul aerului în amestec ( $\tilde{a} = A/C$ ) sau coeficientul de dozaj al aerului ( $\lambda$ ). În tabela 4.5, b se arată trei grupuri de relații. Relațiile (1), (2) definesc raportul  $A/C$  dacă se măsoară concentrația de  $CO_2$  (compoziția chimică a combustibilului, adică  $c$ ,  $h$  este cunoscută în prealabil prin analiză chimică). În acest caz, echipamentul de măsurare este simplu dar precizia este mică. Relația (3) dă o bună precizie dar pretinde cunoașterea unui număr suplimentar de substanțe. Concentrația de  $O_2$  se determină cu un analizor polarografic sau paramagnetic, care are cost ridicat. Al treilea grup de relații dă o precizie mare și nu pretinde cunoașterea  $O_2$ -ului, astfel încît costul determinării se află între cele două extreme. Cu analizoare în infraroșu se determină  $CO_2$ , CO, HC.

**Variația molară.** Reacțiile de ardere nu conservă întotdeauna numărul de kilomoli de substanță inițială  $\nu_i$ . Diferența  $\nu_f - \nu_i = \Delta\nu$  se numește variație molară. Reacția de ardere completă a unei hidrocarburi de forma generală  $C_mH_n$  este



deci:  $\nu_i = 1 + m + n/4$ ;  $\nu_f = m + n/2$ . Astfel,  $\nu_f - \nu_i = (n/4) - 1$ . Rezultă că variația molară depinde numai de numărul de atomi de hidrogen din molecula hidrocarburi. Dacă  $\Delta\nu < 0$ , ( $n < 4$ ) apare fenomenul de *contracție molară*, dacă  $\Delta\nu = 0$  ( $n = 4$ ) variația molară este nulă (cazul metanului). Întrucît combustibilii lichizi sînt alcătuiți din hidrocarburi care au  $n > 4$ , rezultă că arderea în motoare se desfășoară cu *dilatație molară*. Pentru calculul arderii în motor este comod să se calculeze coeficientul chimic de variație molară  $\mu_c$  definit de raportul

$$\mu_c = \nu_f / \nu_i. \quad (4.55)$$

În cazul  $\lambda \geq 1$ ,  $\nu_f$  se calculează cu relația (5) din tabela 4.5, a; iar  $\nu_i$  rezultă din relația (4.53). În final se obține

$$\mu_c = (\lambda L_{min} + h/4 + o/32) / (\lambda L_{min} + \nu_c). \quad (4.56, a)$$

În cazul  $\lambda < 1$ , procedînd analog rezultă

$$\mu_c = [0,21(3,76\lambda + 1)L_{min} + h/4 + o/32] / (\lambda L_{min} + \nu_c). \quad (4.56, b)$$

Dependența coeficientului chimic de variație molară de  $\lambda$  se arată în figura 4.41 pentru benzină și motorină.

**Căldura specifică a fluidului motor.** Fluidul motor este un amestec de gaze. Înainte de ardere, în admisiune și comprimare amestecul este format din aer, gaze reziduale și vapori de combustibil și se numește *amestec inițial*. La începutul arderii, în cilindru se află  $\nu_{ai}$  kmoli amestec inițial

$$\nu_{ai} = \nu_i + \nu_r = \nu_i(1 + \gamma_r). \quad (4.57, a)$$

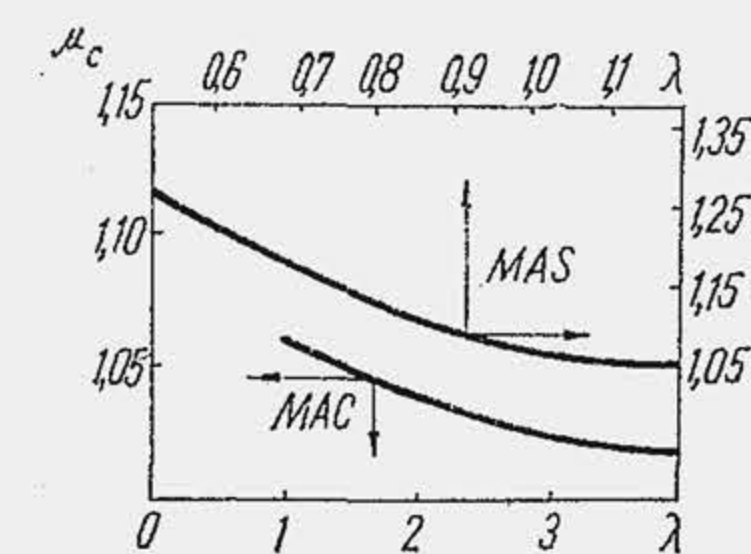


Fig. 4.41. Dependenta coeficientului chimic de variație molară de coeficientul de dozaj al aerului.



La MAS,  $v_i = \lambda L_{min} + v_c$ ; la MAC  $v_i = \lambda L_{min}$ . La finele arderii fluidul motor este format din gaze de ardere, iar în cilindru se află  $v_{ga}$  kmoli gaze de ardere

$$v_{ga} = v_f + v_r = v_i \mu_c + v_{gr} = v_i (\mu_c + \gamma_r). \quad (4.57, b)$$

Ținând seama de gazele reziduale, se definește *coeficientul total de variație molară*, raportul

$$\mu_t = v_{ga}/v_{ai} = (\mu_c + \gamma_r)/(1 + \gamma_r), \quad (4.58)$$

care diferă neînsemnat de  $\mu_c$ .

Fluidul motor fiind alcătuit din  $i$  componente se determină participția molară  $P_i$  a fiecăruia, fiind cunoscută compoziția fluidului motor înainte și după ardere și numărul de kilomoli. Atunci, căldura specifică la volum constant a fluidului motor este

$$C_{vfm} = \sum P_i C_{vi} [\text{kJ/kmol K}], \quad (4.59)$$

iar căldura specifică la presiunea constantă este, în SI (v. Anexa 2):

$$C_{pfm} = R + C_{vfm} = 8,314 + C_{vfm} [\text{kJ/kmol K}], \quad (4.60)$$

deoarece  $R = 8,314 \text{ kJ/kmol K}$ ; în ST relația este

$$C_{pfm} = AR + C_{vfm} = 1,986 + C_{vfm} [\text{kcal/kmol K}], \quad (4.60^*)$$

deoarece  $A = 1/427 [\text{kcal/kgm}]$ ,  $R = 848 \text{ kgm/kmol K}$ , iar  $AR = 1,986 \text{ kcal/kmol K}$ .

Exponentul adiabatic, adică raportul  $k = C_p/C_v$  este (Anexa 2):

$$k = 1 + 8,314/(C_v)_{SI}; \quad k = 1 + 1,986/(C_v)_{ST}. \quad (4.61)$$

Nu se pierde în precizie dacă se neglijează gazele reziduale la calculul căldurii specifice a amestecului. Atunci, pentru fluidul motor înainte de ardere, rezultă participția aerului  $P_a$  și a combustibilului  $P_c$ :

$$P_a = \lambda L_{min}/(\lambda L_{min} + v_c); \quad P_c = v_c/(\lambda L_{min} + v_c); \quad (4.62, a)$$

pentru fluidul motor, după ardere, în cazul  $\lambda \geq 1$  rezultă

$$P_{CO_2} = v_{CO_2}/v_f; \quad P_{H_2O} = v_{H_2O}/v_f; \quad P_{N_2} = v_{N_2}/v_f; \quad P_{O_2} = v_{O_2}/v_f. \quad (4.62, b)$$

toate mărimile fiind precizate anterior; pentru cazul  $\lambda < 1$  se procedează analog, aplicînd relațiile (8...13) din tabela 4.5, a.

În ceea ce privește căldurile specifice ale substanțelor care alcătuiesc fluidul motor, se observă că trebuie să se țină seama de variația lor cu temperatura. Se scrie variația energiei interne pe un interval de temperatură  $T_0 \dots T$

$$\Delta U_{T_0-T} = \int_{T_0}^T C_v dT = \bar{C}_v (T - T_0); \quad (4.63)$$

Tabela 4.6

Coeficienții căldurii specifice medii  $C_v = a + bT^{1)}$

Substanța	Intervalul <sup>2)</sup> , 273— $T_c$ [K]		Intervalul <sup>3)</sup> , 273— $T_{max}$ [K]	
	a	b	a	b
Aer	19,67	$2,51 \cdot 10^{-3}$	—	—
Benzină	101,98	$219,46 \cdot 10^{-3}$	—	—
CO <sub>2</sub>	27,62	$11,72 \cdot 10^{-3}$	38,50	$3,35 \cdot 10^{-3}$
CO	19,25	$3,35 \cdot 10^{-3}$	20,92	$2,09 \cdot 10^{-3}$
H <sub>2</sub> O	23,01	$5,44 \cdot 10^{-3}$	23,85	$5,02 \cdot 10^{-3}$
H <sub>2</sub>	20,09	$1,26 \cdot 10^{-3}$	18,83	$2,09 \cdot 10^{-3}$
N <sub>2</sub>	19,67	$2,51 \cdot 10^{-3}$	21,34	$1,67 \cdot 10^{-3}$
O <sub>2</sub>	19,25	$4,60 \cdot 10^{-3}$	23,02	$1,67 \cdot 10^{-3}$

1)  $C_v$  în kJ/kmol K ( $:4,185 \text{ kcal/kmol } ^\circ\text{K}$ )

2) Limita superioară  $T_c$  a intervalului corespunde temperaturii fluidului motor de la sfîrșitul comprimării.

3) Limita superioară  $T_{max}$  a intervalului corespunde temperaturii maxime a fluidului motor în timpul arderii.

relația definește două clase de călduri specifice: *căldura specifică reală*  $C_v(T)$  și *căldura specifică medie*  $\bar{C}_v(T)$ , ambele fiind funcțiuni de temperatură. Căldura specifică medie este valoarea medie a căldurii specifice pe intervalul de temperatură  $T_0 - T$ , temperatura inițială avînd întotdeauna aceeași valoare  $T_0 = 273^\circ\text{K}$ . Ambele clase de călduri specifice sînt folosite în calculele de ardere. Este important să se rețină condițiile în care se folosește una sau alta dintre clasele de călduri specifice. Cînd se efectuează calcule cu evoluții termodinamice globale (v. calculul arderii, par. 5, 6 și 6.5) se apelează la  $\bar{C}_v$ . Cînd se prelucrează diagrama indicată, deci se urmărește variația energiei interne pe intervale mici de temperatură, se apelează la  $C_v$ . În tabela 4.6 se prezintă căldura specifică  $\bar{C}_v$ . În matricile  $M_{num}^*$  și  $M_{num}^{**}$  (fig. 28.2) se prezintă coeficienții căldurii specifice reale  $C_v$ , care corespund relațiilor (28.5\*), (28.5\*\*). Se obține o ușurare la efectuarea calculelor termice, dacă se determină  $C_v$  din relația (4.61), știind că pentru  $k(T)$  s-au stabilit cu mare precizie relațiile (3.13), (3.13\*); (7.3) și (7.3\*).

## 4.6. CINETICA ARDERII

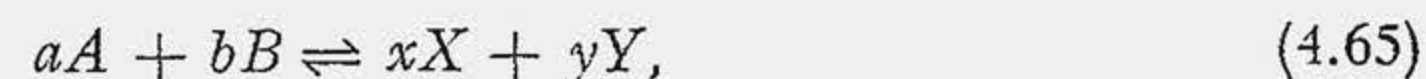
Viteza de reacție reprezintă numărul de kilomoli de substanță care reacționează în unitatea de timp. Pentru a compara vitezele de reacție este convenabil să se raporteze viteza de reacție la unitatea de volum. În acest caz, viteza de reacție reprezintă variația concentrației în unitatea de timp. Concentrația  $C$  a unei substanțe reactante este  $C = v/V$ ,  $v$  fiind numărul de



kilomoli de reactant iar  $V$  — volumul. Dacă pentru simplificarea  $V = \text{ct}$ , atunci viteza de reacție este

$$\dot{C} = -(\mathrm{d}C/\mathrm{d}\tau) = -(1/V)\mathrm{d}v/\mathrm{d}\tau; \quad (4.64)$$

semnul minus evidențiind faptul că, creșterile elementare sînt de sens opus. Dacă într-o reacție chimică, substanțele inițiale  $A$  și  $B$  produc substanțe finale  $X$  și  $Y$ , dacă se scrie reacția chimică sub forma



unde  $a, b, x, y$  sînt coeficienți stoichiometrici, atunci viteza reacției chimice, definită prin variația concentrației uneia dintre substanțe, de exemplu  $A$  sau  $X$  este

$$\dot{C}_A = k_s C_A^a C_B^b(a); \quad \dot{C}_X = k_d C_X^x C_Y^y(b), \quad (4.66)$$

adică viteza  $\dot{C}_A(\dot{C}_X)$  este proporțională cu produsul concentrațiilor, sau, pe baza teoriei cinetico-moleculare, cu produsul dintre frecvența ciocnirilor dintre moleculele substanțelor reactante (substanțelor finale).

Constanta  $k_s(k_d)$  se numește constanta vitezei de reacție, indicele  $s$  evidențiind faptul că reacția se desfășoară de la stînga la dreapta (prin convenție ecuația stoichiometrică se scrie astfel încît reacția de la stînga la dreapta să fie exotermă, reacție directă), iar indicele  $d$ , pentru reacția de la dreapta la stînga (reacție inversă, endotermă).

Dacă fiecare ciocnire dintre molecule (adică, fiecare apropiere dintre molecule pînă la o distanță la care întrepătrunderea cîmpurilor electrice face posibilă salturi de electroni și regrupări de atomi cu formarea de molecule noi) ar conduce obligatoriu la formarea de legături chimice noi, toate reacțiile ar decurge practic instantaneu (numărul ciocnirilor dintre molecule în unitatea de timp fiind enorm).

Întrucît reacțiile decurg cu viteze finite se conchide că numai o parte din ciocniri sînt eficiente. Ca urmare, constanta  $k_s < 1$  ( $k_d < 1$ ) și exprimă măsura în care ciocnirile între molecule sînt eficiente. Pentru ca ciocnirea să fie eficientă moleculele trebuie să posede o energie suficientă pentru ruperea legăturilor vechi. Distribuția statistică de viteze arată că numai o parte dintre molecule au viteze și deci energii cinetice foarte mari. Surplusul de energie față de energia medie, necesar pentru ca ciocnirea să fie eficientă se numește energie de activare. Moleculele care posedă acest surplus de energie se numesc molecule activate. Condiția activării se ilustrează grafic (fig. 4.42) reprezentînd nivelul mediu al energiei moleculelor inițiale  $E_i$  și moleculelor finale  $E_f$ . Diferența  $E_i - E_f = Q$  reprezintă căldura de reacție. Pentru a trece din starea inițială în starea finală este necesar ca moleculele să posede surplusul de energie  $E$ , adică tocmai energia de activare (moleculele trebuie să treacă un „deal” de energie). Surplusul de energie  $E$  depinde de natura chimică a substanței. Energia de activare a hidrocarburilor care alcătuiesc

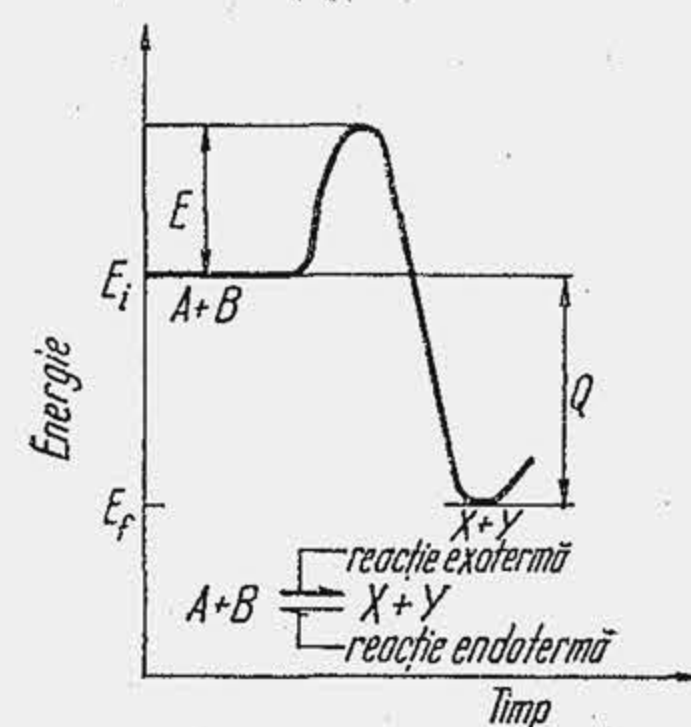


Fig. 4.42. Schemă pentru definirea condiției de activare.

benzina și motorina este de  $\approx 14\,000$  kJ/kmol. Viteza de reacție este cu atît mai mare cu cît energia de activare este mai mică. Pe de altă parte, un combustibil cu viteza de reacție mare a fost caracterizat anterior ca un combustibil cu mare ușurință la aprindere (cu cifra cetanică mare) sau cu mică rezistență la aprindere (cu cifra octanică mică). Rezultă că  $CC \sim 1/E$  și  $CO \sim E$ , dependențe care dau semnificație fizică cifrei cetanice și cifrei octanice.  $E$  este o mărime care se determină în condiții de laborator;  $CC$  și  $CO$  exprimă aceeași proprietate a combustibilului, dar în condiții de funcționare a motorului.

Teoria cinetică a gazelor calculează fracțiunea din numărul total de molecule care posedă un anumit surplus de energie  $E$  față de nivelul mediu, fracțiune care este  $e^{-E/RT}$ , ceea ce permite să se precizeze constanta de viteză; în general  $k = Ke^{-E/RT}$ , ceea ce arată că viteza  $\dot{C}$  crește exponențial cu temperatura  $T$  (cu cît crește  $T$  cu atît crește frecvența ciocnirilor dintre molecule,  $T$  fiind proporțional cu pătratul vitezei medii a moleculelor). Această dependență este extrem de importantă pentru motor, deoarece arată o cale de a intensifica sau limita aprinderea. Concentrația combustibilului în cilindru este  $C_c = p_{cb}/RT$  (v. rel. 4.17), iar a aerului  $C_a = p_a/RT$ ;  $p_a, p_{cb}$  fiind presiunile parțiale, întrucît  $p = p_a + p_{cb}$  rezultă  $C_a = (p - p_{cb})/RT$ . Ținînd seama de relația (4.66) se poate scrie că viteza de reacție a combustibilului este

$$\dot{C}_c = Ke^{-E/RT}f(C_c, p), \quad (4.67)$$

adică  $\dot{C}$  depinde de patru parametri:  $E, T, C_c, p$  (ultimii doi exprimați implicit prin funcția  $f, K$  fiind o nouă constantă de proporționalitate).

**Echilibrele chimice și disocierea.** Reacțiile din cilindru sînt reversibile, adică nu decurg pînă la capăt, reacția definită de relația (4.65) decurge în sens direct, de la stînga la dreapta sau în sens invers, de la dreapta la stînga. Experiența arată că în anumite condiții de stare unele reacții îngheață, adică concentrațiile substanțelor inițiale și finale rămîn nemodificate. Starea unui sistem de substanțe reactante în care concentrațiile nu variază se numește echilibru chimic. Echilibrul chimic reprezintă un echilibru dinamic, deoarece reacția nu încetează, în schimb viteza reacției de la stînga la dreapta  $\dot{C}_s$  este egală cu viteza reacției de la dreapta la stînga  $\dot{C}_d$  ( $\dot{C}_s = \dot{C}_d$ ). Un echilibru chimic se modifică dacă variază concentrația, presiunea sau temperatura. Stricarea echilibrului chimic se numește deplasarea echilibrului. În reacțiile exoterme, la creșterea temperaturii, echilibrul chimic se deplasează de la dreapta la stînga.

Analiza spectroscopică a gazelor de ardere din motoarele cu ardere internă (mai ales din MAS) arată că la temperaturi ridicate produșii de ardere sînt mai numeroși decît cei rezultați din reacțiile stoichiometrice, fiind mai frecvent în număr de zece:  $\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2, \text{O}_2, \text{CO}, \text{H}_2, \text{OH}, \text{H}, \text{O}, \text{NO}$ . Prezența ultimelor șase produse se explică în parte pe baza deplasării echilibrelor chimice. La temperaturi ridicate ( $2500 \dots 2800^\circ\text{K}$ ), nivelul ridicat de energie la care se găsesc unele molecule permite scindarea acestora în atomi și grupări de atomi (radicali). Fenomenul se numește disociere și decurge, în general, cu absorbție de căldură. Reacția de oxidare a oxigenului de carbon se transformă într-o reacție de disociere cînd se efectuează de la dreapta la stînga,  $\text{CO} + (1/2)\text{O}_2 \leftarrow \text{CO}_2$  adică la deplasarea echilibrului chimic. Dacă se notează cu  $v_x$  numărul de kilomoli de produs final, cînd reacția (4.65) decurge complet în sens direct și cu  $v_{xE}$  — numărul de kilomoli de produs final la echilibru chimic, atunci  $v_{xE} < v_x$  din cauza reacției inverse. Se numește grad de disociere raportul

$$\delta = (v_x - v_{xE})/v_x \quad (4.68)$$

Gradul de disociere crește exponențial cu temperatura și scade cu creșterea presiunii. La  $2000\text{K}$  și  $25 \text{ daN/cm}^2$ , gradul de disociere pentru reacția  $\text{CO} + (1/2)\text{O}_2 \leftarrow \text{CO}_2$  este  $\delta = 5,3$ .



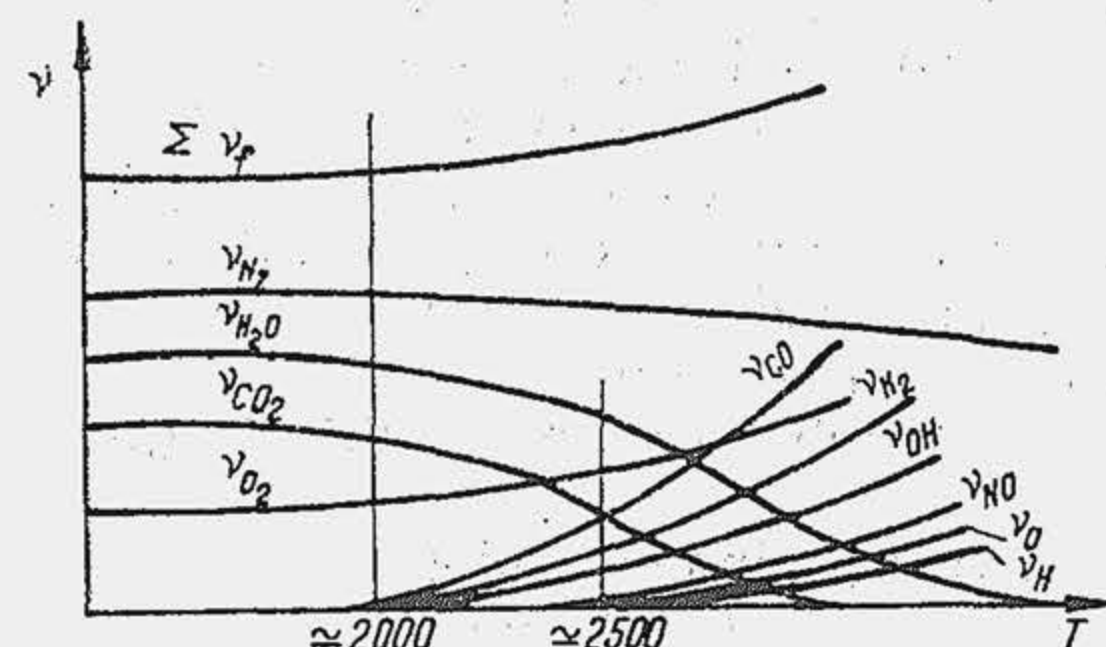


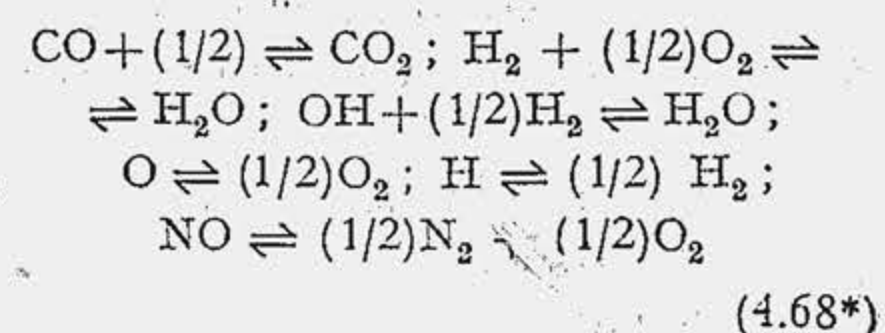
Fig. 4.43. Modificarea compoziției produselor de ardere cu temperatura.

turi de cca 2000K (fig. 4.43), deci atât în MAS cât și în MAC, ultimele trei apar la temperaturi de peste 2500K și se întâlnesc la MAS. Disocierea în motor are mai multe consecințe: 1) sporește numărul de molecule ( $v_f$  crește) ceea ce ridică nivelul presiunii maxime cu aproximativ 2—4%; 2) reduce randamentul indicat real cu aproximativ 1—3%, deoarece reacțiile de disociere sînt endoterme și reduc temperatura maximă a ciclului (în destindere, are loc resocierea gazelor prin reducerea de temperatură, reacțiile de resociere sînt exoterme, se eliberează căldura de reacție consumată, dar fără eficiența caracteristică temperaturilor înalte); 3) influențează cinetica formării substanțelor nocive din gazele de evacuare (v. cap. 26).

**Manifestările arderii.** Toate fenomenele caracteristice arderii în motoare se grupează în două clase: 1) *aparitia flăcării sau aprinderea*; 2) *dezvoltarea flăcării sau propagarea*. Aprinderea este de două feluri: a) aprinderea monostadială; b) aprinderea polistadială. În primul caz, reacția decurge atât de repede, încît substanțele inițiale trec în produse de ardere (nucleul de flacără) fără a se evidenția practic stări intermediare ale reacției; în al doilea caz, între substanțele inițiale și cele finale se evidențiază substanțe intermediare, stadii distincte de reacție. Propagarea flăcării depinde de natura amestecului în care se produce. Se distinge: a) propagarea flăcării în amestecuri omogene (cazul MAS-ului); b) propagarea flăcării în amestecuri heterogene (cazul MAC-ului). În cazul (a) sînt caracteristice două clase de fenomene: a<sub>1</sub>) flacăra laminară; a<sub>2</sub>) flacăra turbulentă. În cazul (b) se disting de asemenea două clase de fenomene: b<sub>1</sub>) flacăra turbulentă; b<sub>2</sub>) flacăra difuzivă.

**Limitele de aprindere în amestecurile omogene.** Reacția de ardere a octanului  $C_8H_{18} + 12,5O_2 = 8CO_2 + 9H_2O$  presupune ca o moleculă de octan să se ciocnească simultan cu 12,5 molecule de oxigen. Probabilitatea unui asemenea fenomen este nulă. Cinetica reacției chimice arată că, chiar probabilitatea unei ciocniri simultane a trei molecule — ciocnire trimoleculară — este deja foarte redusă. Vitezele de reacție calculate pentru hidrocarburi, pe baza mecanismelor cinetice simple s-au dovedit a fi în discordanță cu vitezele măsurate. Evidențierea, pe cale experimentală a unor produse intermediare, a sugerat ideea că reacția se desfășoară în etape succesive. Totodată s-a descoperit că reacția este inițiată și propagată de atomi și grupuri de atomi sau radicali foarte reactivi, denumite *elemente reactive*, care se introduc în reacție pe căi diferite (prin disociere, prin declanșarea scînteii etc.), prin *reacțiile inițiale* sau de *inițiere* (1). Elementele reactive au capacitatea de a iniția reacții noi. Dacă, după fiecare reacție elementară rezultă pe lîngă substanțele finale sau intermediare și un *element reactiv nou*, acesta din urmă asigură inițierea unei noi reacții elementare. Astfel,

$\cdot 10^{-3}$ ; la 3000 K și 25 daN/cm<sup>2</sup>,  $\delta = 2,09 \cdot 10^{-1}$  (sau 21%) la 3000K și 75 daN/cm<sup>2</sup>,  $\delta = 1,31 \cdot 10^{-1}$ . În motoarele cu ardere internă prezintă interes practic cel mult următoarele echilibre chimice:



care dau naștere la produși de disociere.

Primele trei echilibre apar la tempera-

Limitele de aprindere a unor combustibili

Combustibilul	$\lambda_1(C_{cs})$	$\lambda_2(C_{ci})$
Benzină de avion	0,675	1,13
Benzină auto	0,709	1,10
Izoctan	0,718	1,03

se formează *lanțuri de reacție* sau *reacții de propagare* (2), inițiate și întreținute de elementele reactive noi, care rezultă în urma actelor elementare, se formează o *reacție în lanț*. Propagarea unui lanț de reacție se poate întrerupe, prin așa-numitele *reacții de întrerupere* (3), prin care elementul reactiv se dezactivează. Reacțiile de dezactivare au loc (v. fig. 4.45, a): a) cînd elementul reactiv întâlnește o moleculă inertă, căreia îi cedează energia de activare; b) cînd se produce o ciocnire trimoleculară; c) cînd elementul reactiv este adsorbit la perete.

Pe baza teoriei reacțiilor în lanț se explică *limitele de aprindere* sau de *inflamabilitate* \* ale amestecurilor omogene. Experiența arată că un amestec omogen de combustibil și aer nu se aprinde în orice proporție. Cînd concentrația de combustibil crește peste o anumită valoare denumită *limita superioară de aprindere* ( $C_{cs}$ ), corespunzătoare unui amestec bogat, precizat prin coeficientul de dozaj  $\lambda_1$ , aprinderea nu are loc. Cînd concentrația de combustibil scade sub o anumită limită, denumită *limita inferioară de aprindere* ( $C_{ci}$ ) corespunzătoare unui amestec sărac, precizat prin coeficientul de dozaj  $\lambda_2$ , aprinderea devine din nou imposibilă. În tabela 4.7 se arată limitele de aprindere, în condiții normale de stare ( $p_0, T_0$ ) pentru trei combustibili. Limitele de aprindere depind de temperatură. Această dependență împarte cîmpul diagramei  $T-C$  sau  $T-\lambda$  (fig. 4.44) în două regiuni.

Dacă la temperatură  $T_1$ ,  $\lambda > \lambda_2$  sau  $\lambda < \lambda_1$  deși în amestec se dezvoltă reacții inițiale de formare a agenților reactivi (de exemplu prin declanșarea scînteii), probabilitatea de dezvoltare a lanțurilor este mai mică decît probabilitatea de întrerupere, iar aprinderea nu se produce; cînd  $\lambda > \lambda_2$  moleculele de combustibil sînt în proporție redusă și probabilitatea întîlnirii lor cu elemente reactive este mică, cînd  $\lambda < \lambda_1$ , moleculele de combustibil sînt în proporție ridicată, iar probabilitatea ciocnirilor trimoleculare este mare. Cînd  $\lambda = \lambda_1$  și  $\lambda = \lambda_2$ , probabilitățile de inițiere și întrerupere sînt egale. Cînd  $\lambda_1 < \lambda < \lambda_2$  probabilitatea de inițiere este mai mare decît probabilitatea de întrerupere, reacția se propagă în lanț și se produce aprinderea (nucleul de flacără). Faptul că limitele de aprindere cresc cu temperatura, arată căile prin care se ușurează aprinderea sau se mărește stabilitatea ei. Astfel, încălzirea fluidului motor proaspăt sau mărirea raportului de comprimare măresc stabilitatea la aprindere. Gazele reziduale fiind formate din molecule inerte micșorează stabilitatea de aprindere, prin întreruperea lanțului de reacție. La reducerea sarcinii, prin închiderea obturatorului,  $v_{gr}$  crește sensibil (v. par. 2.1.2.1) și deplasează limitele de aprindere, astfel încît la aceeași temperatură  $T_1$  amestecul trebuie îmbogățit (funcționare neeconomică) pentru a nu ieși din limitele de inflamabilitate ( $\lambda_2 < \lambda_2$ );

\* A nu se confunda cu punctul de inflamabilitate a combustibilului, care reprezintă temperatura minimă, la presiunea atmosferică normală, la care vaporii de la suprafața combustibilului se aprind în contact cu o flacără.

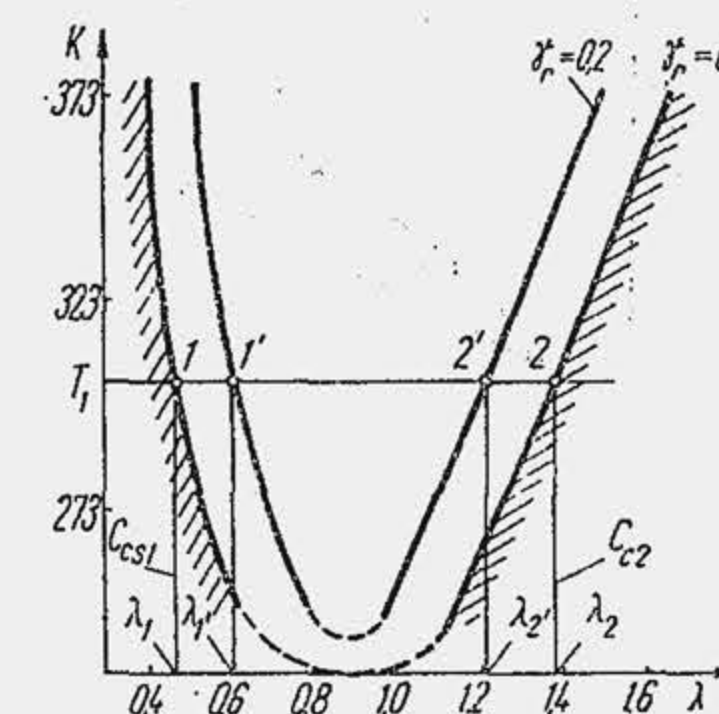


Fig. 4.44. Dependența dintre temperatură și coeficientul de dozaj la limita de aprindere.



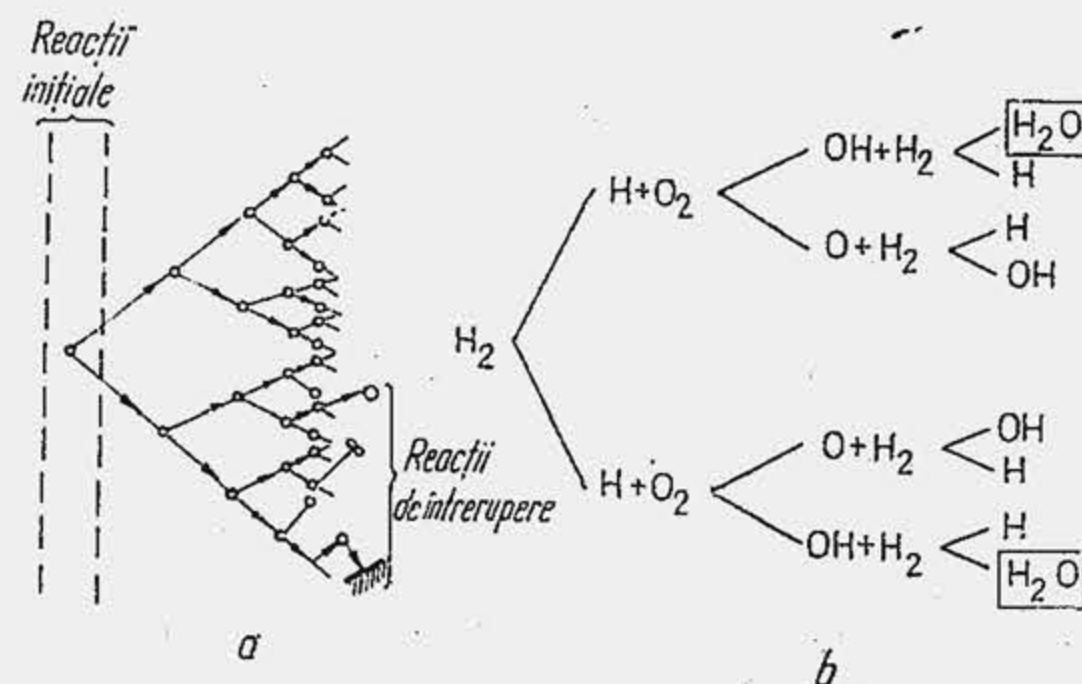


Fig. 4.45. Ilustrarea reacțiilor ramificate.

de unul ca în teoria reacțiilor în lanț. Viteza de reacție crește mult mai repede prin ramificarea lanțurilor (fig. 4.45, a). Cea mai simplă reacție în lanț ramificat este reacția de formare a vaporilor de apă (fig. 4.45, b). Elementele reactive rezultă din reacția inițială de disociere a hidrogenului ( $H_2 \rightleftharpoons H + H$ ). Lanțurile ramificate sau *catenare* se propagă prin noile elemente reactive (H, O, OH) dar se formează totodată și produsul final — apă. Viteza reacției catenare crește chiar în condiții izoterme. Dacă se adaugă și efectul termic al reacției, viteza se amplifică mult.

În mediul reactant din cilindru se creează condiții locale (o descărcare electrică) pentru dezvoltarea unei reacții chimice. Reacția începe cu viteze reduse și afectează un volum redus de amestec — *nucleul de reacție*. Dacă reacția este exotermă, se degajă căldură, iar viteza de degajare a căldurii de reacție ( $\dot{Q}_r = dQ_r/d\tau$ ) este proporțională cu viteza reacției chimice,  $\dot{C}_r = B e^{-E/RT}$ . Prin difuzie moleculară și microturbulență, o parte din căldura degajată se evacuează în afara nucleului, iar viteza de transfer convectiv de căldură ( $\dot{Q}_c = dQ_c/d\tau$ ) prin suprafața sferică a nucleului este  $\dot{Q}_c = C_c A (T - T_0)$  unde  $C_c$  este coeficientul de convenție;  $A$  — aria de schimb de căldură. Se observă că  $\dot{Q}_r$  crește exponențial cu  $T$ ;  $\dot{Q}_c$  crește liniar cu  $T$  (fig. 4.46, a). Dacă  $\dot{Q}_r > \dot{Q}_c$  atunci în nucleu rămâne o cantitate de căldură, care amplifică din aproape în aproape temperatura. Prin degajare de căldură temperatura crește, ceea ce produce o sporire a vitezei de reacție, care la rândul ei amplifică temperatura și deci viteza de reacție. La un moment dat viteza de reacție devine atât de mare (valoarea critică  $\dot{C}_{cr}$ ) încât căldura eliberată

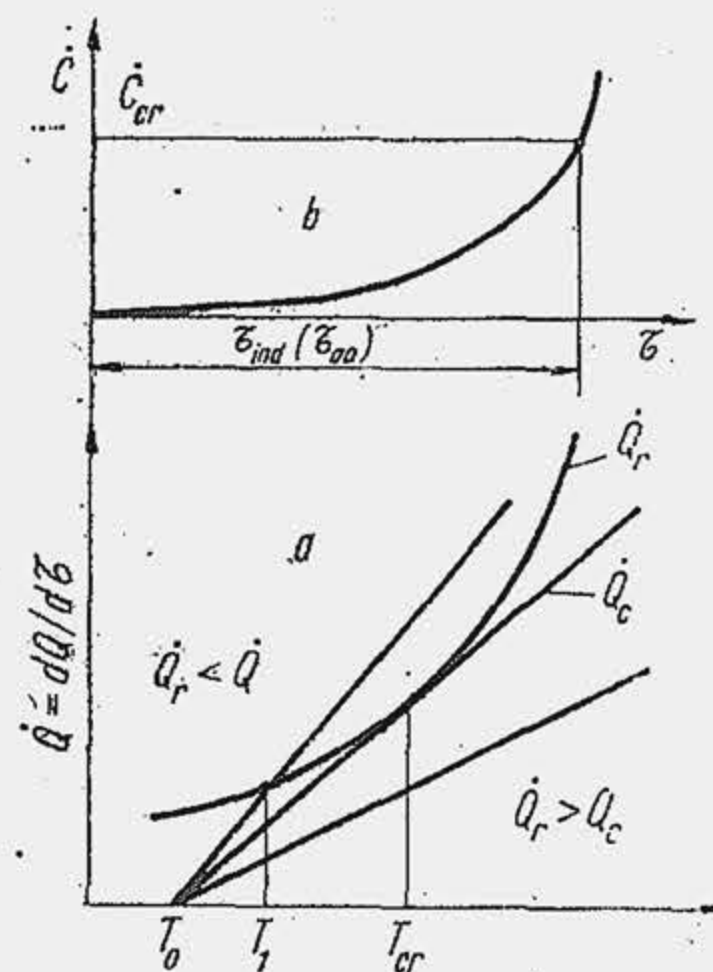


Fig. 4.46. Schemă pentru ilustrarea exploziei termice.

\* Termenul „autoaprindere” este obiectibil deoarece sugerează că aprinderea combustibilului are loc „de la sine”. În realitate, aprinderea se produce numai la contactul combustibilului cu aerul comprimat, ajuns la un anumit nivel de presiune și temperatură. De aceea s-a renunțat la denumirea de „motor cu autoaprindere” pentru denumirea „motor cu aprindere prin comprimare”. Totuși în literatura de specialitate termenul „autoaprindere” grupează o clasă de fenomene caracteristice tipului de aprindere „în volum” care se desfășoară printr-o succesiune de stadii de reacție (aprindere polistadială). Data fiind răspândirea termenului de „autoaprindere” în acest sens, el a fost adoptat în lucrare. În plus, înlocuiește expresia greoaie „aprindere prin comprimare”.

**Autoaprinderea \***. Experiența arată că la arderea combustibililor în motor viteza de reacție este mult mai mare decât viteza care rezultă din teoria reacțiilor în lanțuite. Urmărind să explice vitezele de reacție superioare celor în lanț N. N. Semenov a descoperit caracterul ramificat al reacțiilor în lanț și a elaborat *teoria reacțiilor cu lanțuri ramificate*, care consideră că după fiecare act elementar al lanțului rezultă *două elemente reactive* (în loc

produce o creștere esențială de presiune, temperatură și radiație care marchează declanșarea arderii sau *autoaprinderea*. Acest tip de autoaprindere se numește *termică*, deoarece este numai efectul creșterii treptate de temperatură datorită reacției exoterme. Dacă  $\dot{Q}_r < \dot{Q}_c$  autoaprinderea nu are loc; la limită,  $\dot{Q}_r = \dot{Q}_c$  și rezultă temperatura critică ( $T_{cr}$ ) de autoaprindere termică. Mecanismul reacțiilor ramificate evidențiază un alt tip de autoaprindere și anume *autoaprinderea catenară*. În acest caz, reacția se desfășoară *izoterm*, dar ea se accelerează prin ramificarea lanțului (autoaccelerare). La un moment dat viteza reacției chimice atinge o valoare atât de mare, cantitatea de substanță cuprinsă în reacție este atât de importantă, căldura degajată este atât de ridicată încât creșterea de presiune și temperatură marchează momentul autoaprinderii.

Autoaprinderea combustibilului este un fenomen mai complex, deoarece reacția este exotermă. Începutul reacției are un caracter catenar (viteza crește prin ramificarea lanțurilor), iar ulterior intervine și un efect termic (datorită degajării de căldură). Astfel, autoaprinderea combustibilului are un caracter *catenar-termic*.

Între momentul inițial ( $\tau = 0$ ) de producere a primelor molecule activate și momentul atingerii vitezei critice ( $\tau = \tau_{cr}$ ) trece un timp (fig. 4.46, b), numit *perioadă de inducție* ( $\tau_{ind}$ ) sau *întârzierea la autoaprindere* ( $\tau_{aa}$ ). Se înțelege că  $\tau_{aa}$  trebuie să fie invers proporțional cu viteza critică de reacție. N. N. Semenov a determinat pe cale analitică o formulă de calcul pentru  $\tau_{aa}$  și anume

$$\tau_{aa} = K p^{-m} e^{E/RT}, \quad (4.69)$$

(din 4.67, deoarece  $\tau_{aa} \sim 1/\dot{C}_c$ ) care arată că  $\tau_{aa}$  depinde de trei factori: presiune, temperatură și energie de activare (natura combustibilului). Cu cât energia de activare este mai mare, iar presiunea și temperatura mai reduse cu atât numărul ciocnirilor eficiente se micșorează, viteza de reacție  $\dot{C}_c$  scade, se atinge mai târziu, iar  $\tau_{aa}$  crește.

Relația lui Semenov pune în evidență corelația dintre presiune și temperatură dacă  $\tau_{ind} = \tau_{aa}$  și anume  $p^m = K \cdot e^{E/RT}$ , adică presiunea trebuie să scadă la creșterea temperaturii (curba  $ABB'$ , fig. 4.47). Cercetări experimentale efectuate cu hidrocarburi parafinice arată abateri de la această lege în domeniul temperaturilor joase (curba reală  $ABCD$ ). Ramura  $BC$

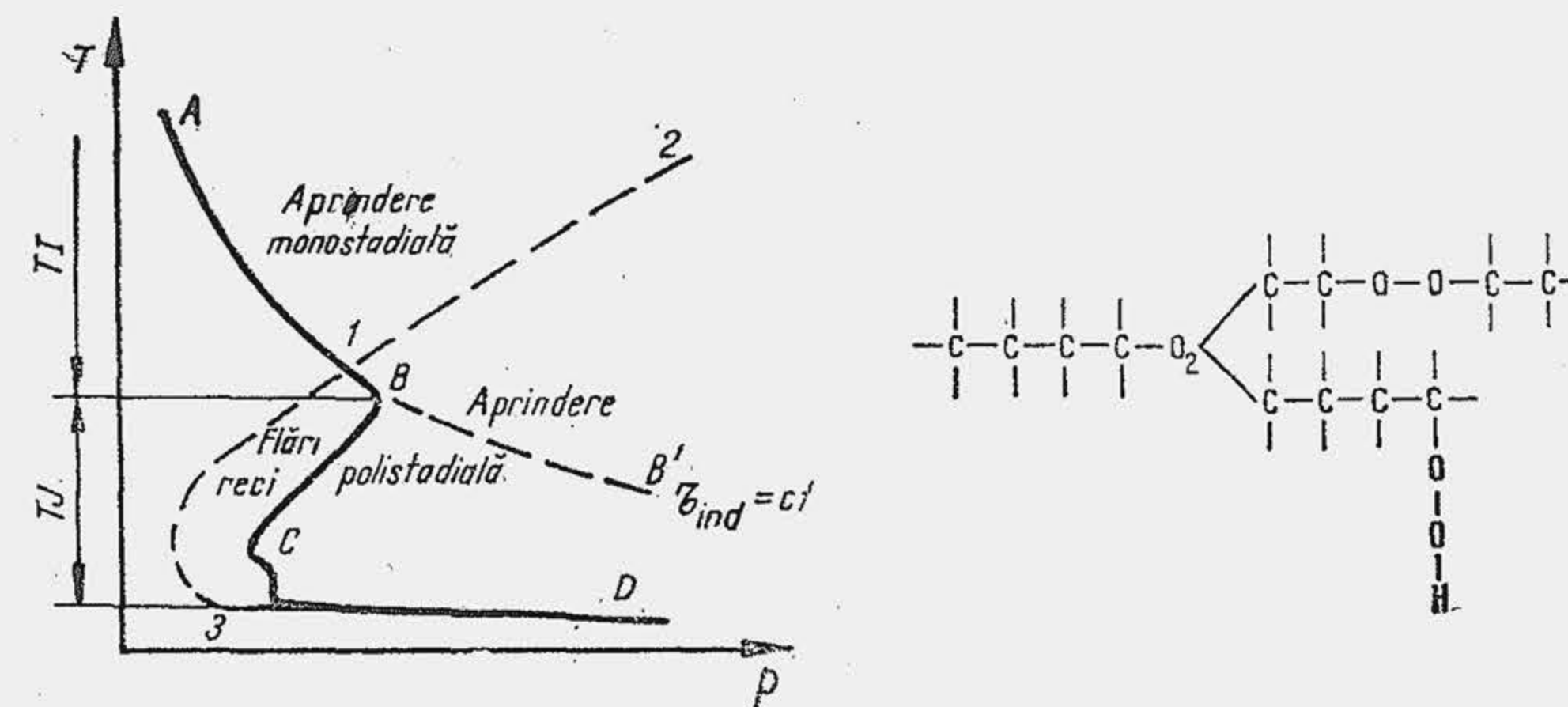


Fig. 4.47. Corelația dintre temperatură și presiune în cazul aprinderii catenaro-termice, pentru unele tipuri de hidrocarburi și tipuri de peroxizi.



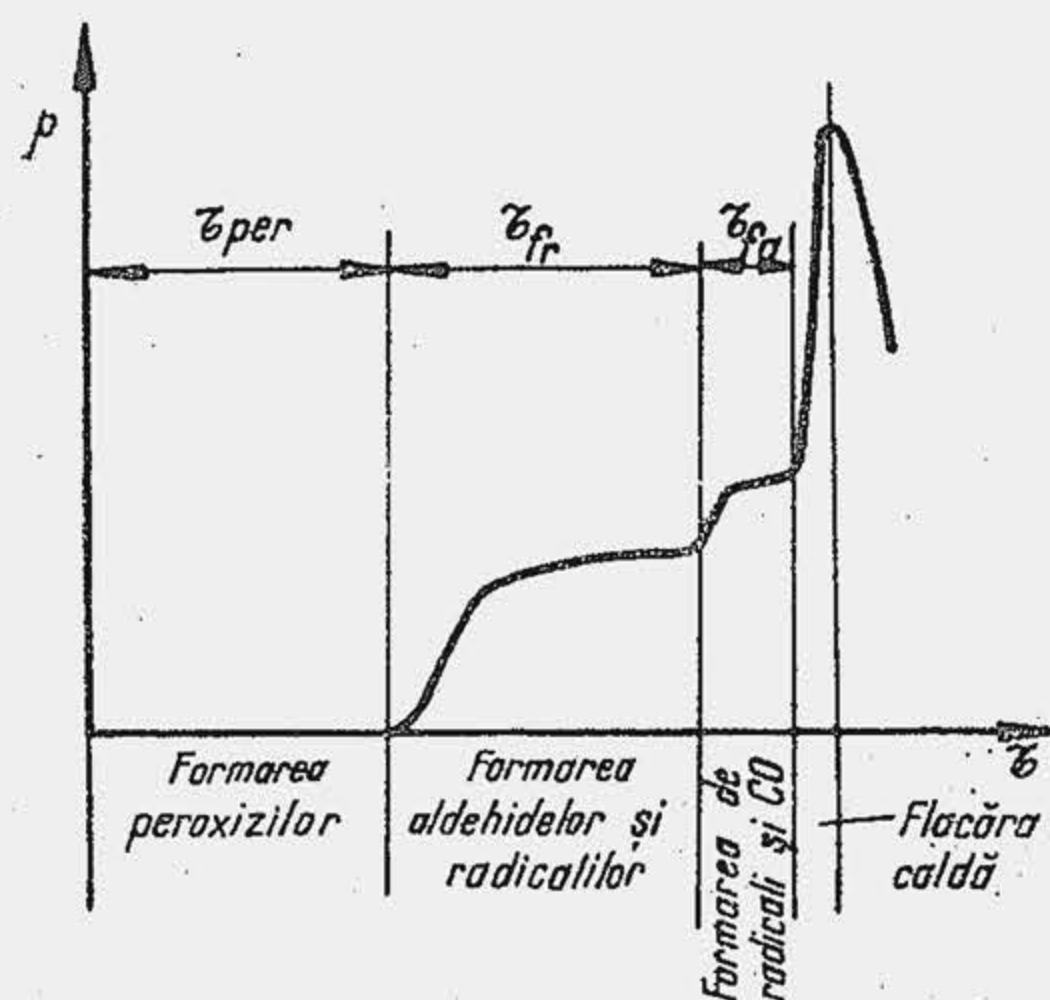


Fig. 4.48. Stadiile caracteristice pentru aprinderea polistadială.

ter polistadial (o succesiune de stadii, diferite din punct de vedere chimic). Peninsula 1-3-C delimitează regiunea de presiune și temperatură în care apare flacăra rece. După cum a arătat A. S. Socolic în motoarele cu ardere internă se creează condiții pentru aprinderea polistadială (detonația în MAS, autoaprinderea în MAC), de aceea cunoașterea mecanismului ei este necesară. La temperaturi joase nu este posibilă formarea elementelor reactive pe calea descompunerii moleculelor. Inițial are loc un fenomen de oxidare a moleculei cu formarea de peroxizi organici (reacție endotermă). Peroxidul — substanță bogată în oxigen — se formează prin încorporarea unei molecule de oxigen pe legătura atomilor de carbon sau pe legătura celor de hidrogen (fig. 4.47).

Procesul de oxidare la acumularea peroxizilor durează ( $\tau_{per}$ ) până când concentrația lor în mediul reactant atinge o valoare critică. Creșterea concentrației peste cea critică duce la descompunerea peroxizilor și formarea unor compuși intermediari — aldehide și radicali. Apariția primilor compuși intermediari este pusă în evidență de o ușoară creștere de presiune (fig. 4.48) și de temperatură (căldura eliberată 5...10%), precum și de luminiscenta caracteristică radiației moleculei de formaldehidă. Aceste reacții au primit denumirea de flăcări reci și se desfășoară în intervalul  $\tau_{fr}$ . Stadiul următor  $\tau_{fa}$  se caracterizează prin reacțiile de oxidare a formaldehidei și apariția de radicali și CO; reacțiile au primit denumirea de flacăra albastră din cauza luminozității caracteristice a CO-ului. În fine ultimul stadiu, a cărui durată este neglijabilă în raport cu celelalte durate, este stadiul flăcării calde, reacțiile caracteristice fiind cele de formare a  $\text{CO}_2$  și  $\text{H}_2\text{O}$ . Astfel, la temperaturi joase, aprinderea are un caracter polistadial și nu se supune legilor autoaprinderilor catenaro-termice decât în parte. La temperaturi înalte, aprinderea nu poate fi polistadială deoarece peroxizii se descompun rapid. Ramura 1-2, descoperită de Socolic, arată că aprinderea polistadială se dezvoltă chiar la temperaturi înalte, dacă presiunea amestecului este ridicată. Asemenea condiții sînt caracteristice MAC-ului. Astfel nucleul de flacăra în MAC este rezultatul unei aprinderi polistadiale. La MAS, aprinderea polistadială produce nucleul detonant.

Aprinderea forțată a unui amestec omogen se realizează prin intermediul unei descărcări electrice sau printr-o suprafață caldă. Sub influența tensiunii dintre electrozii bujiei se formează un canal bun conducător de electricitate. În canalul scînteii are loc o concentrare mare de energie care produce o serie de fenomene fizico-chimice: degajare de căldură și lumină, unde de șoc și sonore, ionizarea moleculelor și excitarea lor. Temperatura

reprezintă evident o anomalie deoarece exprimă o dependență între presiune și temperatură, opusă celei evidențiate de autoaprinderea catenaro-termică. O altă anomalie constă în aceea că, în timp ce în regiunea temperaturilor înalte (TI) flacăra apare la capătul unui proces de autoaccelerare continuă a reacțiilor catenare, în regiunea temperaturilor joase (TJ) flacăra caldă este precedată de flăcările reci, denumite astfel deoarece se dezvoltă la temperaturi relativ joase, degajă cantități relativ reduse de căldură și radiază mai puțină lumină decât flacăra caldă. Astfel, domeniul de autoaprindere poate fi împărțit în două regiuni distincte: domeniul temperaturilor înalte (linia A-1-2) în care aprinderea are un caracter continuu, monostadial; domeniul temperaturilor joase (linia 2-1-B-C-D) în care aprinderea are un carac-

momentană atinge 20 000 K. Excitarea moleculelor face posibilă inițierea de lanțuri reactive. Reacția începe catenar și se accelerează termic. Când viteza reacției atinge valoarea critică se produce explozia locală, apărînd nucleul de flacăra. Aprinderea are un caracter monostadial și se produce ca un proces la temperaturi înalte.

**Temperatura nucleului de flacăra ( $T_{nf}$ ).** Cercetările din ultimii ani din motoarele cu ardere internă fac apel frecvent la temperatura flăcării inițiale (nucleului de flacăra) pentru a urmări neomogenitatea termică a fluidului motor în timpul arderii. Temperatura  $T_{nf}$  se determină pe baza unui model simplu de ardere (model termodinamic) care presupune că arderea locală are loc izobar (modelul de ardere izobară): căldura de reacție la presiune constantă  $Q_{rp}$  servește pentru creșterea de energie internă  $\Delta U$  și producerea de lucru mecanic  $L$  prin destinderea gazelor din nucleu, adică  $Q_{rp} = \Delta U + L$  sau  $Q_{rp} = \Delta I$ ,  $\Delta I$  fiind variația de entalpie. Pentru simplificare se consideră că arde 1 kg de combustibil de la temperatura inițială  $T_c$  (din momentul declanșării scînteii sau injecției) pînă la temperatura finală  $T_{nf}$ , adică  $Q_i = \nu_{ga} \bar{C}_{pga} (T_{nf} - T_0) - \nu_{ai} \bar{C}_{pai} (T_c - T_0)$ , de unde

$$T_{nf} = T_0 + [Q_i + \nu_{ai} \bar{C}_{pai} (T_c - T_0)] / \nu_{ga} \bar{C}_{pga} \quad (4.70)$$

unde  $\nu_{ai}$ ,  $\nu_{ga}$  rezultă din relația (4.57, a, b), iar  $\bar{C}_{pai}$ ,  $\bar{C}_{pga}$  sînt căldurile specifice medii la presiune constantă, ale amestecului inițial, respectiv gazelor de ardere.

**Exemplul numeric 4.9.** Să se determine temperatura nucleului de flacăra la un MAS care funcționează cu  $\lambda = 1$ . Se cunoaște:  $Q_i = 44\,000 \text{ kJ/kg}$ ;  $\nu_{ai} = 0,507 \text{ kmol/kg}$ ;  $\nu_{ga} = 0,53 \text{ kmol/kg}$ ;  $\bar{C}_{pai} = 28,3 \text{ kJ/kmol}$ ;  $\bar{C}_{pga} = 39,5 \text{ kJ/kmol}$ ;  $T_c = 600 \text{ K}$ .

R. Se aplică relația (4.70):  $T_{nf} = 273 + [44\,000 + 0,507 \cdot 28,3(600 - 273)] / 0,53 \cdot 39,6 = 2\,593 \text{ K}$ .

## 4.7. FIZICA ARDERII

**Propagarea flăcării în amestecuri omogene.** Odată format nucleul de flacăra, proprietatea cea mai caracteristică pe care o are o constituie capacitatea de a se propaga de la sine în amestecul reactant. Propagarea flăcării este posibilă deoarece frontul ei schimbă căldură și substanță. Transferul de căldură ridică temperatura zonelor vecine frontului, iar transferul de masă induce în zonele învecinate elementele reactive. Astfel, propagarea flăcărilor este rezultatul unui proces de aprindere monostadială, la temperatură ridicată, care se răspîndește din aproape în aproape în amestecul carburant. Flacăra se numește *laminară* dacă transferul de masă și căldură din frontul ei se efectuează la scara moleculară (difuzie moleculară și conductibilitate termică).

Flacăra laminară se caracterizează printr-o zonă îngustă în care se desfășoară reacția chimică, numită *front de flacăra* (fig. 4.49, a). Flacăra laminară apare când propagarea are loc într-un amestec omogen în stare de repaus sau la curgerea laminară printr-un tub. Frontul de flacăra separă amestecul ars de cel proaspăt și este atât de subțire (zecimi de milimetru grosime) încît se consideră că practic, reacția se desfășoară pe o suprafață. Viteza cu care se deplasează frontul flăcării față de gazele proaspete se numește *viteză normală* sau *laminară*  $W_L^*$ . Întrucît reacția se desfășoară pe suprafață între viteza laminară și viteza de reacție există o proporționalitate directă; de aceea viteza laminară depinde de aceiași factori de care depinde și viteza de reacție. Pentru vaporii de benzină,  $W_L^* = 0,12 \text{ m/s}$  în condiții normale.



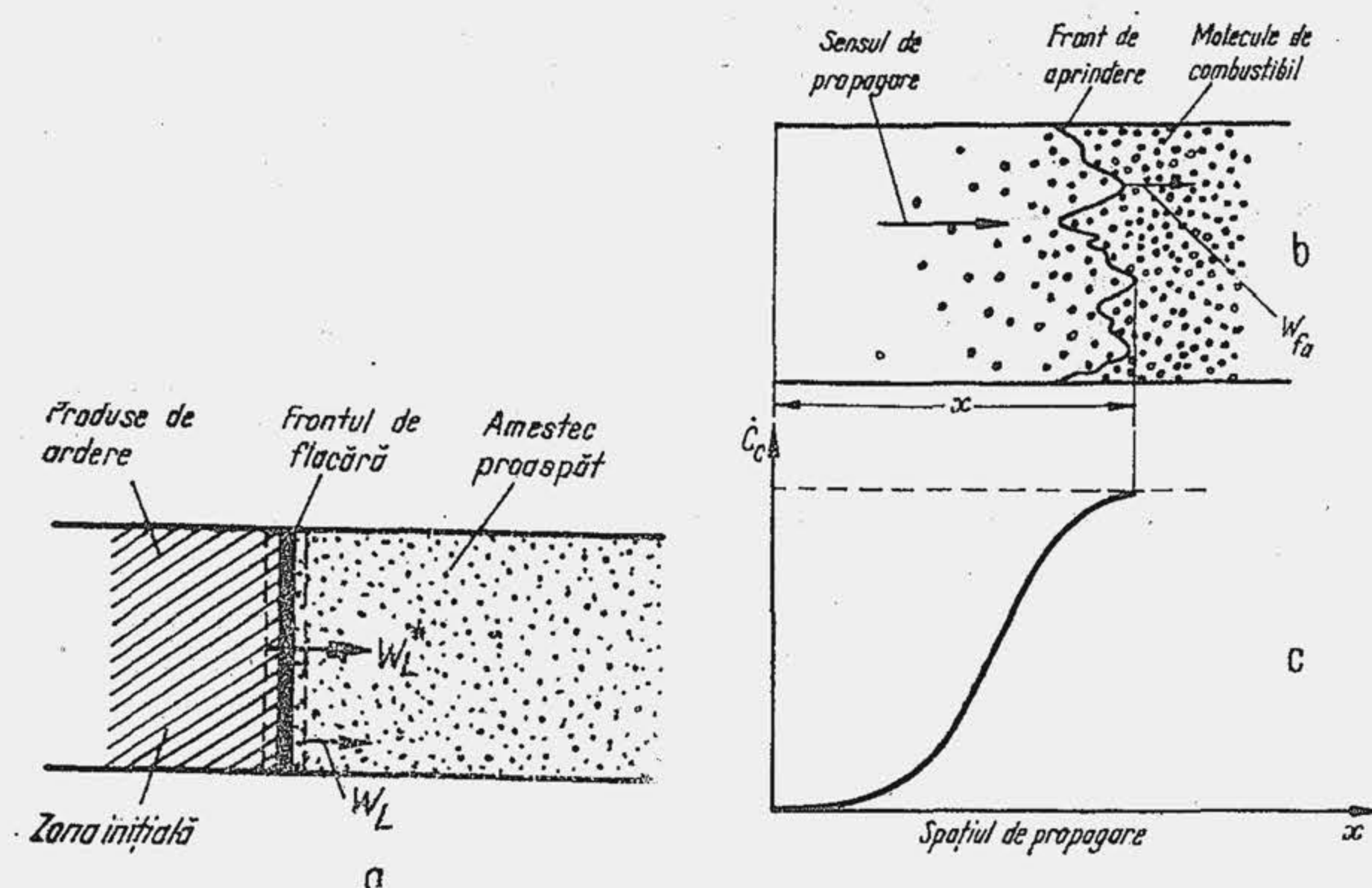


Fig. 4.49. Representarea flăcărilor laminare (a) și turbulente (b, c).

Viteza flăcării față de un reper fix (bujie sau perete)  $W_L$  este mai mare decât viteza  $W_L^*$  deoarece fiecare zonă de flacără care arde se dilată și trece de la temperatura amestecului inițial  $T_{ai}$  la temperatura flăcării  $T_{fl}$ ,  $T_{fl}/T_{ai} \approx 3 \dots 3,5$ . Ca urmare, frontul de flacără avansează mai repede, datorită dilatărilor succesive (granița cu linie întreruptă, fig. 4.49, a). Dacă reactanții se găsesc într-un cilindru închis, fiecare dilatare a frontului produce o comprimare a amestecului din avalul și amonte frontului; presiunea și temperatura în cilindru cresc. Rezultă că amestecul din zona finală ZF (cea din urmă zonă la care ajunge flacără prin propagare sau zona opusă zonei inițiale) arde la o presiune și temperatură mai mare decât amestecul din zona inițială (zona din vecinătatea primului nucleu de flacără; la MAS — zona din vecinătatea bujiei). La un moment dat, flacără împarte amestecul din cilindru în două componente fundamentale: amestecul inițial și gazele de ardere. Fluidul motor devine neomogen termic și chimic.

Viteza de propagare a flăcării în motor ajunge la 30...40 m/s. Asemenea viteze de propagare pot fi atinse numai de flacără turbulentă. Flacără turbulentă se propagă în medii turbulente (de aici și denumirea ei). Transferul de căldură și substanță (elemente reactive) din flacără în amestecul inițial se face prin convecție și difuzie turbulentă, ceea ce explică viteza mare de propagare a flăcării turbulente. Din cauza difuziei turbulente suprafața flăcării este puternic deformată (b). Întrucât turbulența reprezintă o mișcare dezordonată, deformarea flăcării este aleatorie, iar suprafața ei este ireproductibilă de la ciclu la ciclu. O particularitate deosebit de importantă a flăcării turbulente este grosimea ei foarte mare, care ajunge până la zeci de milimetri. Întrucât transformările chimice se petrec într-o zonă largă, conceptul de front de flacără nu mai este potrivit pentru flacără turbulentă. Ca urmare, granița luminoasă de separare a gazelor de ardere de amestecul proaspăt poartă numele de *front de aprindere*, deoarece el inițiază aprinderea amestecului, arderea continuând în adâncime. Cercetări recente au arătat că în spatele frontului de aprindere arderea continuă cu intensitate, deoarece există combustibil care nu a reacționat chimic, ceea ce s-a explicat pe baza ipotezei că flacără turbulentă ar reprezenta un ansamblu

de flăcări laminare. Bazat pe modelul flăcării turbulente, propus de A. S. Socolic, care consideră că arderea turbulentă reprezintă o succesiune de aprinderi, în anul 1963 autorul a dezvoltat ideea că în motorul cu aprindere prin scînteie flacără se dezvoltă numai prin mecanismul turbulent, determinat de pachetele de fluid (micro și macropulsații) care au o mișcare dezordonată. [9]

Datorită difuziei turbulente, pachete de fluid se autoaprind și se sting succesiv. Pachetele de fluid care ard, interferează și se amestecă cu pachetele de fluid proaspăt; primele se sting în urma contactului cu gazele reci, iar ultimele se autoaprind datorită contactului cu gazele fierbinți și elementele reactive. Se dezvoltă astfel un proces de aprindere pulsatorie, durata  $\tau_{ap}$  a unui ciclu al procesului fiind determinată de scara turbulenței  $l$  și intensitatea acesteia  $W'$ , ( $\tau_{ap}[s] = l[m]/W'[m/s]$ ). Aprinderea monostadială a pachetelor de fluid rece are o perioadă de inducție  $\tau_{ind}$ , iar viteza de propagare a flăcării turbulente sau a frontului de aprindere ar fi reprezentată din considerente dimensionale, de relația

$$W_f = l/\tau_{ind} = W'(\tau_{ap}/\tau_{ind}) = W'R_\tau \quad (4.71)$$

care arată că viteza flăcării turbulente este proporțională cu intensitatea turbulenței și raportul adimensional  $R$ . În anul 1972 J. C h o m i a k obține [5] pe baza măsurărilor de chemoluminescență efectuate în flacără turbulentă, prima confirmare experimentală că aceasta reprezintă un ansamblu de pachete de fluid, diferențiate prin intensitatea chemoluminescenței (aprindere pulsatorie); că dimensiunea celui mai mic pachet de fluid este de 1,5 mm; că intensitatea și variația chemoluminescenței elimină posibilitatea interpretării flăcării turbulente ca o sumă de flăcări laminare.

Raportul  $R_\tau$  din relația (4.71) reprezintă un factor de natură chimică,  $\tau_{ind}$  fiind invers proporțional cu viteza de reacție, probabil că pentru  $\tau_{ap}$  să existe o dependență asemănătoare, pentru că la reducerea coeficientului de dozaj  $\lambda$  (creșterea concentrației de combustibil) de la 1,4 la 0,8, experiența arată că  $W_f$  crește doar de 1,5 ori, iar  $W_L$  crește de cinci ori, ceea ce subliniază că influența factorilor chimici asupra flăcării turbulente este relativ redusă. Rezultă deci că flacără turbulentă este determinată în principal de mecanisme fizice.

Faptul că  $W_f$  este proporțional cu intensitatea turbulenței are o importanță fundamentală pentru motorul cu ardere internă, mai ales pentru MAS, deoarece oferă inginerului mecanic posibilitatea de a dirija eficient arderea în motor, prin intermediul intensității turbulenței.

Faptul că flacără turbulentă are o grosime de zeci de mm are de asemenea o implicație însemnată în motor. Datorită acestei proprietăți, arderea nu se încheie când frontul de aprindere a parcurs în întregime camera de ardere. Dacă  $\tau_p$  este durata de propagare a flăcării, iar  $\tau_{ar}$  durata de ardere a combustibilului, atunci, în flacără turbulentă există întotdeauna inegalitatea  $\tau_p < \tau_{ar}$  (în flacără laminară  $\tau_p = \tau_{ar}$ ), ceea ce se ilustrează în figura 4.49, c, care arată că frontul de aprindere parcurge distanța  $x$ , dar arderea continuă în spatele lui, datorită moleculelor de combustibil care reacționează cu întârziere.

După stingerea frontului de aprindere la peretele opus bujiei, arderea continuă, astfel că durata totală a arderii se amplifică și reduce valoarea randamentului termic.

**Propagarea flăcării în amestecurile neomogene.** Arderea combustibilului în jet se dezvoltă treptat pe măsură ce picăturile de combustibil se vaporiză



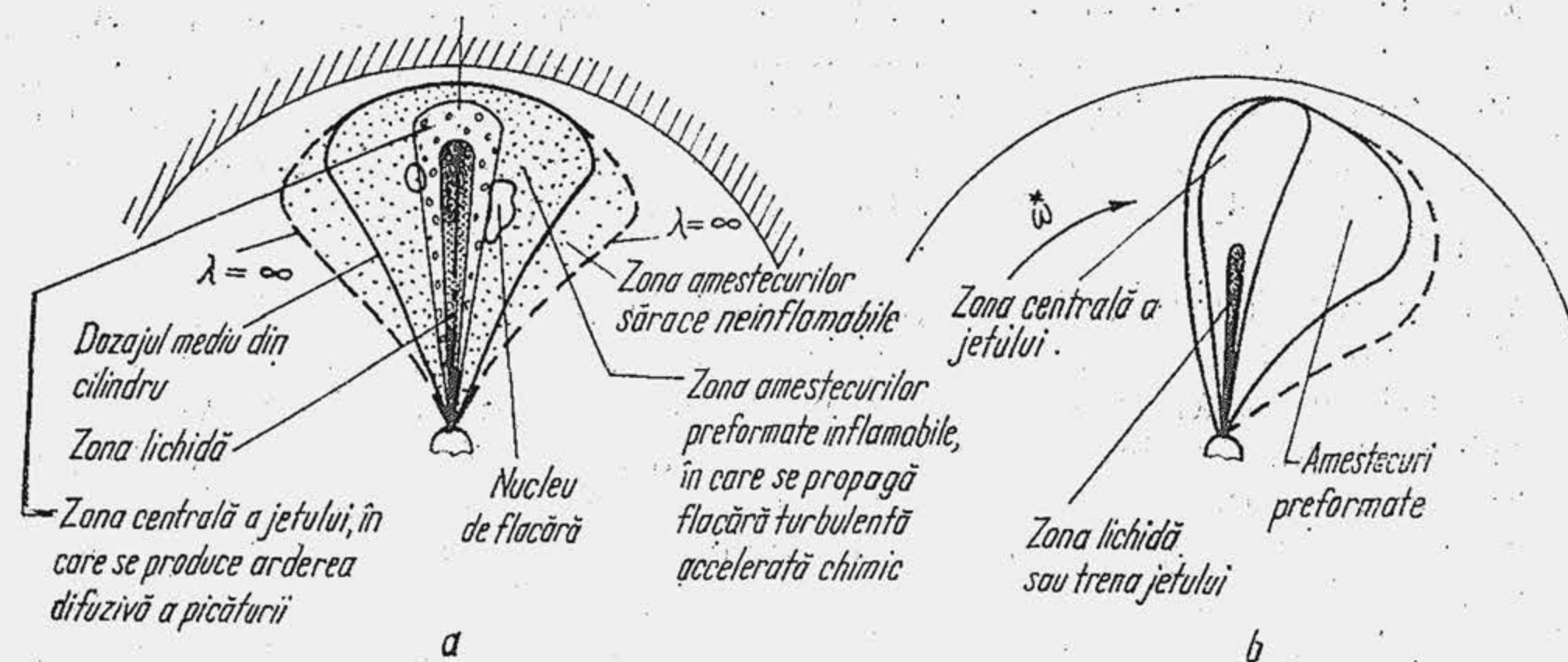


Fig. 4.50. Aprinderea și arderea jetului:  
a—fluid motor în repaus; b—fluid motor în mișcare de rotație.

zează, iar vapori de combustibil găsesc oxigenul necesar. Vaporizarea combustibilului începe la periferia jetului, iar amestecarea vaporilor de combustibil cu aerul formează cîmpuri de concentrații foarte variate. Jetul este înconjurat de o anvelopă de fluid proaspăt cvasiomogen, amestec preformat (fig. 4.50, a) care are la limita exterioară dinspre aerul disponibil  $\lambda = \infty$ ; apoi  $\lambda$  scade spre limita interioară, iar în zona centrală a jetului  $\lambda = 0$ . Auto-aprinderea jetului se produce în interiorul anvelopei, unde se realizează dozaje foarte bogate ( $\lambda = 0,1$ ) care ușurează apariția flăcărilor reci. Nucleul de flacără apare undeva, pe periferia zonei centrale a jetului, în interiorul anvelopei de amestec preformat. În cazul amestecurilor neomogene nu există limite de aprindere (ca la MAS), deoarece oricare ar fi cantitatea de aer disponibil, în jurul jetului se vor găsi întotdeauna concentrațiile necesare pentru declanșarea aprinderii. Reacții chimice pregătitoare se dezvoltă în toată anvelopa de amestec preformat. Nucleul de flacără odată apărut se propagă în amestecul preformat sau inflamabil ca o flacără turbulentă. Propagarea are loc pînă aproape de limita exterioară a anvelopei, în zona amestecurilor foarte sărace flacăra se stinge; propagarea are loc și spre partea interioară a anvelopei de amestec preformat pînă acolo (zona centrală cu picături lichide), unde mai există aer de ardere. Datorită reacțiilor chimice prealabile (flacăra rece) care se dezvoltă în anvelopa de amestec preformat și uneori, apariției mai multor nuclee de flacără, are loc un fenomen de accelerare chimică a flăcării (v. par. 6.2) și vitezele de propagare depășesc nivelele înregistrate în MAS, ajungînd la 100...200 m/s.

Combustibilul aflat în zona centrală a jetului intră în reacție cu dificultate, deoarece este separat de oxigenul disponibil prin flacăra care înconjură jetul. Ca urmare, arderea în jet este incompletă în asemenea măsură încît se formează cantități importante de carbon și substanțe carbonoase care produc funingine (particule de carbon). Apare astfel rațional, pentru a ușura arderea combustibilului în jet, să se organizeze o mișcare corespunzătoare a aerului, care să alimenteze continuu cu oxigen jetul de combustibil (fig. 4.50, b). Picăturile din zona centrală a jetului nu au timp și spațiu să mai formeze amestecuri preformate cu aerul care trece prin jet. Ele ard după un mecanism propriu, numit *arderea difuzivă a picăturii*.

Picătura de combustibil se înconjoară de o anvelopă de vapori. Datorită difuziei, concentrația scade cu raza (fig. 4.51). Oxigenul difuzează spre centrul picăturii. La o distanță  $r_{fl}$  de centru, amestecul aer-combustibil se autoaprinde, dacă temperatura este suficient de

ridicată. Picătura se înconjoară cu o flacără, de dozaj teoretic; pe suprafața sferică de rază  $r_{fl}$  arderea este întreținută în măsura în care sosește oxigen și se îndepărtează produsele de ardere. Procesul este controlat de fenomenul de difuzie. Temperatura ridicată și elementele reactive determină viteze mari de reacție care reduc mult durata arderii în flacără,  $\tau_{af}$ . În schimb oxigenul difuzează greu durata de difuzie  $\tau_{dif}$  fiind relativ foarte mare:  $\tau_{dif} \gg \tau_{af}$ . Din această cauză mecanismul de ardere a picăturii depinde într-o mică măsură de factorii cinetici (viteza de reacție) și într-o mare măsură de factorii fizici, de viteza de difuzie, de unde denumirea de *ardere difuzivă*. Se observă că există o mare apropiere în ceea ce privește ponderea factorilor fizici și chimici asupra mecanismelor de propagare a flăcării turbulente și asupra mecanismului de ardere difuzivă a picăturii. S-a arătat că, coeficientul de difuzie este proporțional cu intensitatea turbulenței (v. p. 145). Deci arderea difuzivă depinde în principal de intensitatea turbulenței. Se înțelege însă că dacă nu se asigură aerul necesar arderii, mărirea vitezei de difuzie este fără obiect. Organizarea mișcărilor în cilindru (dirijate și turbulente) și mărirea excesului de aer sînt căi de bază prin care se controlează arderea în jet.

**Caracteristica de degajare a căldurii.** În cilindrul motorului se află amestec aer-combustibil. Fie  $\tilde{m}_c$  [kg] — masa de combustibil din amestec, iar  $m_{ca}$  — masa de combustibil care reacționează chimic din momentul declanșării arderii pînă la un moment oarecare  $\alpha$ , măsurat în °RA. Produsul  $\tilde{m}_c \cdot Q_i$  reprezintă căldura disponibilă, iar produsul  $m_{ca} Q_i$  — căldura degajată din momentul inițial pînă la un moment dat  $\alpha$ . Se notează cu  $\xi$  oricare din rapoartele

$$\xi = \frac{m_{ca} Q_i}{\tilde{m}_c Q_i} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kJ}} \right] = \frac{m_{ca}}{\tilde{m}_c} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right] \quad (4.72)$$

și se numește *caracteristică de degajare a căldurii* sau *caracteristică de ardere*. Se observă că  $\xi$  reprezintă raportul dintre căldura degajată prin ardere din momentul inițial pînă la un moment  $\alpha$  și căldura disponibilă pe ciclu sau, raportul dintre cantitatea de combustibil care a reacționat chimic din momentul declanșării arderii pînă la un moment  $\alpha$  și cantitatea de combustibil disponibilă în cilindru. Se numește *viteză de degajare a căldurii* sau *viteză de ardere*, derivata lui  $\xi$ , adică

$$\dot{\xi} = \frac{d\xi}{d\alpha} = \frac{1}{\tilde{m}_c Q_i} \cdot \frac{d(m_{ca} Q_i)}{d\alpha} = \frac{1}{\tilde{m}_c} \frac{dm_{ca}}{d\alpha} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kJ}^\circ\text{RA}}, \frac{\%}{^\circ\text{RA}} \right] \quad (4.73)$$

Mărimile  $\xi$  și  $\dot{\xi}$  sînt funcțiuni de  $\alpha$  (fig. 4.52);  $\xi$  variază de la 0...1 cînd arderea este completă, iar viteza maximă de degajare a căldurii în motoare este de 0,03...0,07 kJ/kJ°RA sau 3...7%/°RA. Caracteristica și viteza de degajare a căldurii sînt mărimi fundamentale care caracterizează arderea în motor; ele arată care este durata arderii, care este ritmul de degajare a căldurii. Dirijînd arderea, proiectantul definește forma funcțiilor  $\xi(\alpha)$ ,  $\dot{\xi}(\alpha)$ . Un exemplu în acest sens este arătat în figura 4.53, care reprezintă propagarea flăcării în două camere de ardere modelate adecvat: camera A

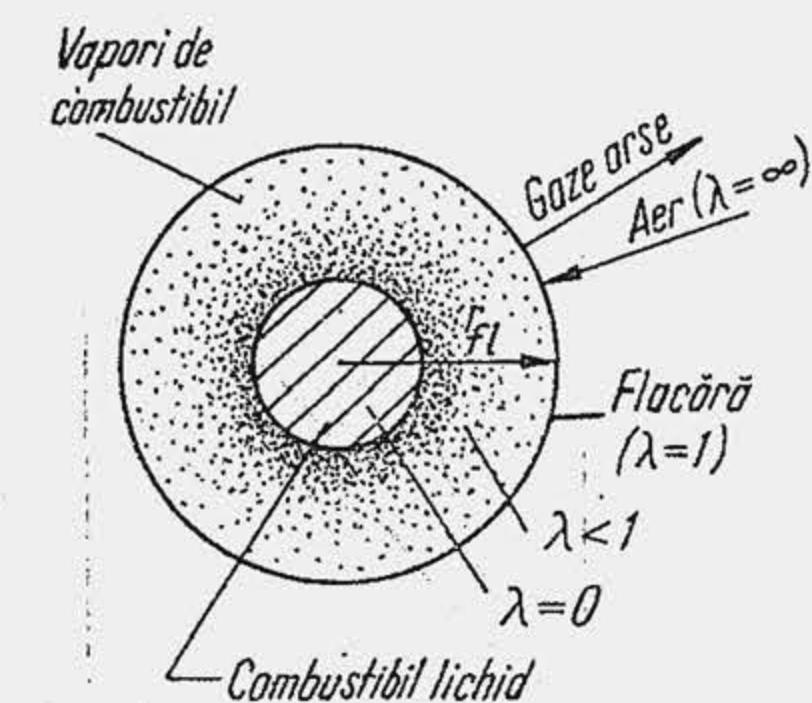


Fig. 4.51. Arderea picăturii de combustibil.



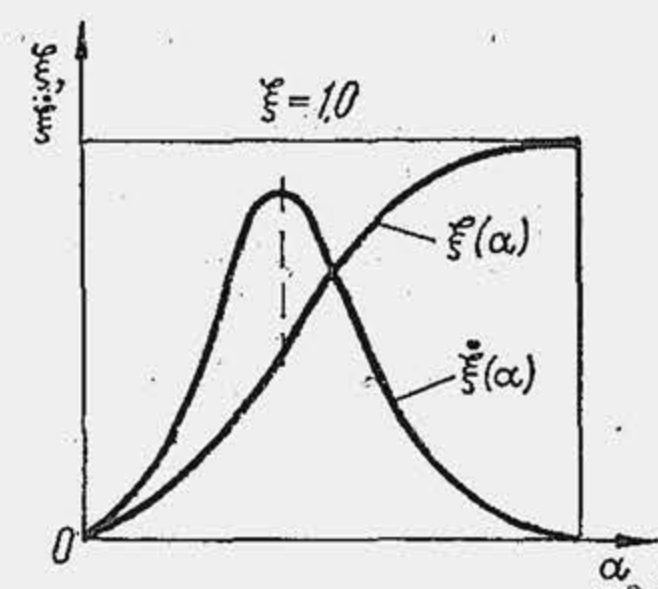


Fig. 4.52. Caracteristica și viteza de degajare a căldurii.

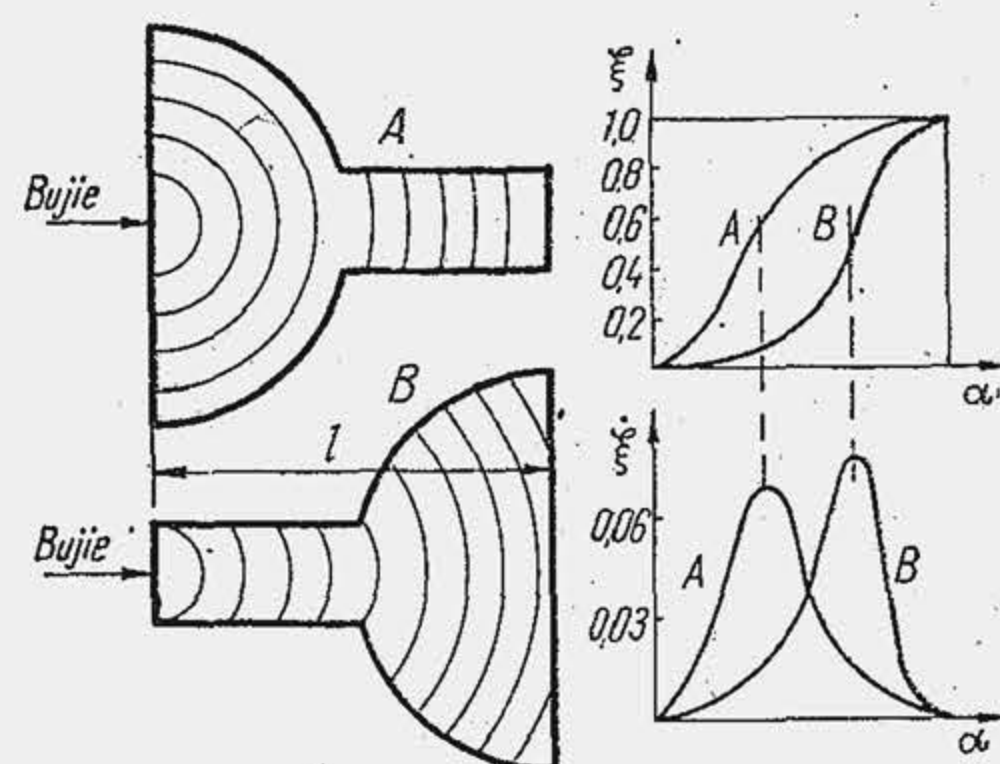


Fig. 4.53. Influența camerei de ardere asupra caracteristicii și vitezei de ardere.

concentrează 3/4 din volumul ei în zona inițială; camera B concentrează 3/4 din volum în zona finală. Deși drumul parcurs de flacără și durata propagării sînt identice pentru cele două camere de ardere, caracteristicile de ardere sînt fundamental diferite. În primul caz, flacără cuprinde la început o mare cantitate de amestec,  $\xi(\alpha)$  crește repede; în al doilea caz  $\xi(\alpha)$  crește lent. Viteza de reacție este o mărime distinctă de viteza de ardere sau de echivalentul ei, viteza de degajare a căldurii. Viteza de reacție este o mărime locală, ceea ce se evidențiază la MAS în spatele frontului de aprindere sau la MAC, la arderea picăturii sau a amestecurilor preformate. Viteza de ardere este o mărime globală, deoarece se referă la masa de combustibil care reacționează la un moment dat în întreaga cameră de ardere.

Legătura  $\xi(\alpha) - p(\alpha)$  se face pe baza ecuației de bilanț energetic al arderii (v. rel. 5.6); de aceea, pentru inginerul mecanic prezintă interes viteza de ardere, deoarece este în măsură să o calculeze pe baza datelor experimentale și să o folosească pentru analiza procesului de ardere care are loc într-un motor.

## BIBLIOGRAFIE

1. Apostolescu, N. *Combustion of Fuel Drop at High Pressure*. Bul. Inst. politehnic București, 1/1969.
2. Aramă, C., Grünwald, B., Dudaș, Tr., Dănescu, Al., Apostolescu, N., Manole, A. *Combustibili și lubrifianți pentru motoare*. București, Ed. tehnică, 1962.
3. Aramă C., și Grünwald, B. *Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici*. București, Ed. tehnică, 1966.
4. Blackmore, D. R., Crawford, K. C. *The measurement of gasoline engine air/fuel ratios*. Shell IPC MOR 641F, 1971, London.
5. Chomiak, J. *Application of Chemilum. Measurem. to the Study of Turb. Flame Struct.* Combustion and Flame 18, 1972.
6. Dent, I. C. și Salama, N. S. *The Measurement of the Turbulence Characteristics in an I.C.E. Cylinder*. SAE, 750886, 1975.
7. Dent, I. C. și Derhman, J. A. *Air Motion in a Four-Stroke Direct Injection Diesel Engine*, Inst. Mech. Engrs Vol. 188, 21/1974.
8. Dudaș, Tr. *Contribuții la optimizarea ciclului termic al MAC*. Teză de doctorat, I.P.B., 1972.

9. Grünwald, B. *Influența zonei de ardere din flacără turbulentă asupra procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie*. Teză de doctorat, I.P.B., 1963.
10. Grünwald, B., Nguyen Van Lap. *Calculul traiectoriei jetului de combustibil într-un curent de aer cu mișcare de vîrtej*. Buletinul IPB. 4/1980.
11. Grünwald, B. și Apostolescu, N. *Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă*. Ed. Academiei Republicii Socialiste România, București, 1975.
12. Grünwald, B. *The heat transfer infl. on the temperat. of working fluid components*. Rev. Roum. des Sc. Techn. S. Electr. Energ., 2, 1975.
13. Jost, W. *Explosions und Verbrennungsvorgänge in Gasen*. Berlin, 1939.
14. James, E. H. și Lucas, G. G. *Turbulent Flow in Spark Ing. Eng. Comb.* Chomb, SAE 750885, 1975.
15. Kuharev, M. N. *Issledovanie raspîlivania topliva primenitelno k Bistrohodnîm dizelcam*. Issl. rasp. i. gor. Vipusk 87, NAMI, 1959.
16. Lewis, B. și Elbe, G. *Combustion. Flames and Explosion of Gases*, Cambridge.
17. Lișevschi, A. S. *Proșesi raspîlivania topliva dizelnîm forsuncami*. Mașghiz, Moskva, 1963; Sudostroenie, Leningrad, 1971.
18. Marincăș, D. și Negruș, E. *Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile*. Ed. didactică și pedagogică, București, 1977.
19. Schweitzer, P. H. *Penetration of Oil Sprays*. Pennsylvania St. Coll. Buletin, 46, 1967.
20. Semenov, E. S. și Sokolik, A. S. *Issledovanie turbulentnosti v filindre porșnevoogo dvigatelea*. Izv. Acad. NAUK SSSR 8/58.
21. Shypinski, J. H., Myers, P. H., Uyehara, O. A. *A Spray Droplet Model for Diesel Combustion*, I.M.E. Diesel Eng. comb. Symp. London, 1970.
22. Sokolik, A. S. *Samovasplamenenie, plamă i detonația v gazah*. Moskva, Izd. Acad. Nauk SSSR, 1960.
23. Taraza, D. *Contribuții la studiul autoaprinderii în motorul cu aprindere prin compri-mare*. Teză de doctorat, IPB, 1975.
24. Thon, L. *The Production of Rotatory Air Movement within the Cylinder PIF* Int. Comb. Eng. Conference, Bucharest, 1970.
25. Tsuge, M., Kido, H. Yanagihara, H. *Decay of Turbulence in a Closed Vessel*, Bul. of the ISME, 92, 12, 1973.
26. Vasilescu, C. A. *Corelații dintre combustibilul lichid și motorul cu ardere internă*. Ed. Academiei Republicii Socialiste România, 1972.
27. Weissmam, T. ș. a. — *Carburants et combustibles pour moteurs à combustion interne*. Ed. Techniq. Paris, 1970.



## 5.

### ARDEREA ÎN MOTORUL CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE

#### 5.1. TIPURILE ARDERII

Trăsăturile fundamentale ale arderii în MAS derivă din faptul că în momentul declanșării scînteii electrice, amestecul aer-combustibil din cilindru se găsește în stare de omogenitate, fără de care nu este posibilă nici apariția focarului inițial (nucleul de flacără), nici răspîndirea flăcării în toate direcțiile, pînă la cuprinderea în întregime a amestecului.

Desfășurarea normală a procesului de ardere din MAS constă din arderea treptată a amestecului aer-combustibil, ca rezultat al propagării unei flăcări (front de aprindere) în amestecul inițial de la un nucleu, produs de o scînteie electrică cu declanșare comandată. Acest proces de răspîndire a flăcării cu viteze moderate 25...50 (m/s) poartă numele de *ardere normală*, întrucît el este singurul proces care determină o eficiență economică ridicată, nu provoacă avarierea sau uzarea rapidă a motorului și poate fi dirijat sau controlat.

În anumite condiții apar fenomene perturbatorii, care împiedică desfășurarea arderii normale. Astfel, uneori este posibil, către sfîrșitul arderii normale, înainte ca frontul de aprindere să cuprindă amestecul în întregime, să apară în zona finală o accelerare puternică a arderii, un fenomen de autoaprindere a ultimei porțiuni de amestec. În acest caz, procesul de ardere este cunoscut sub numele de *detonație*. Alteori este posibil ca desfășurarea arderii normale să fie însoțită de apariția unor aprinderi ale amestecului de la punctele sau suprafețele calde din camera de ardere, înainte sau după producerea scînteii, cu formarea unuia sau a mai multor fronturi de aprindere suplimentare. În acest caz, procesul de ardere poartă denumirea de *ardere cu aprinderi secundare*. Ultimele două manifestări ale arderii din MAS sînt cuprinse sub denumirea de *ardere anormală*.

#### 5.2. ARDEREA NORMALĂ

##### 5.2.1. INVESTIGAȚIA EXPERIMENTALĂ

Procesul de ardere a fost studiat cu mijloace diferite datorită complexității sale, care pun în evidență, fiecare în parte, numai unele aspecte caracteristice.

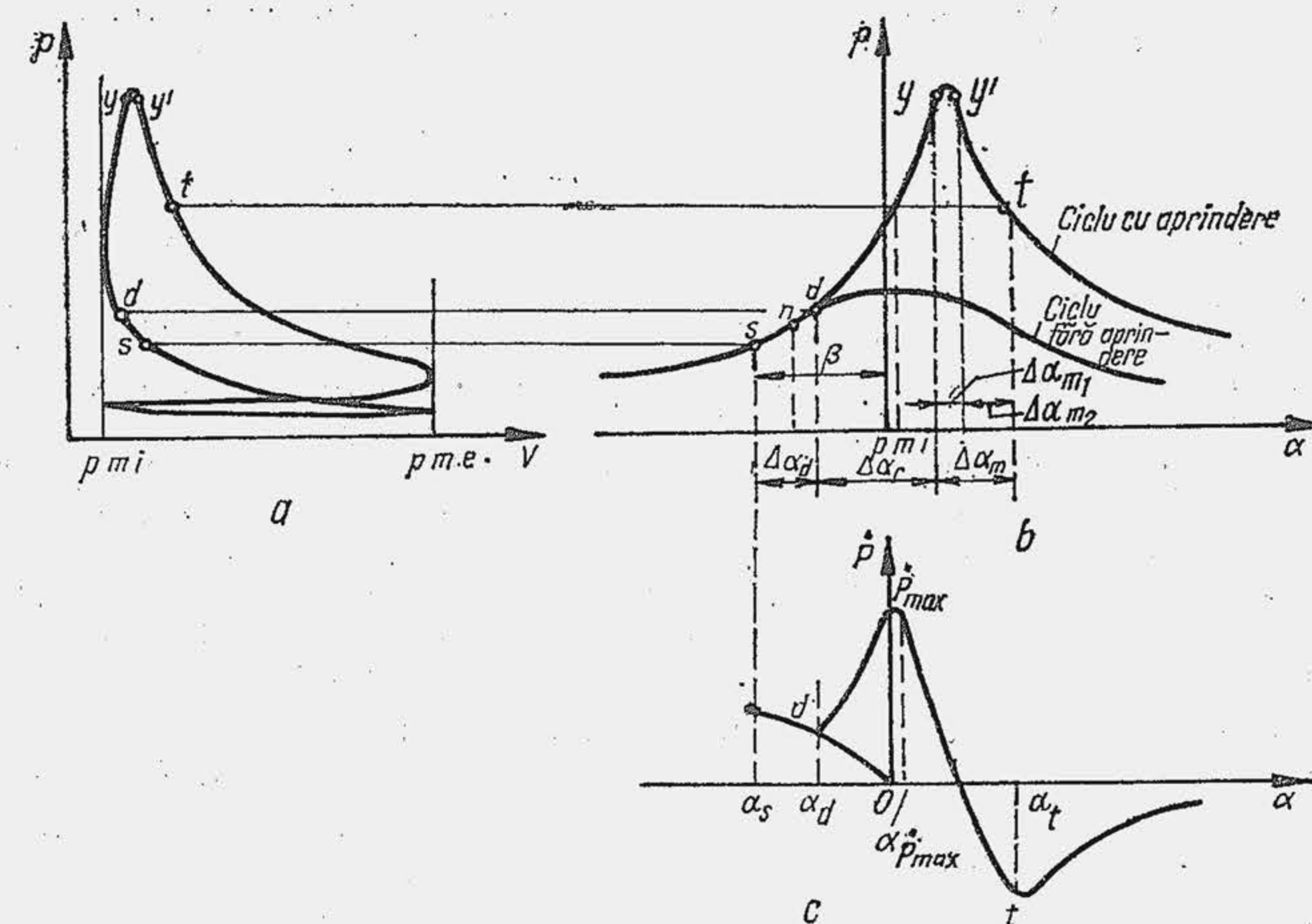


Fig. 5.1. Diagrama indicată pentru studiul arderii în MAS.

**Diagrama indicată** Cel mai răspîndit și cel mai vechi mijloc de investigație pentru studiul arderii îl constituie diagrama indicată, în coordonate  $p - V$  (fig. 5.1, a) sau  $p - \alpha$  (b). Diagrama  $p - \alpha$  este mai convenabilă pentru studiul arderii întrucît permite o extindere a intervalului de variație a presiunii în timpul arderii, ceea ce mărește precizia investigației. Pentru obținerea unor informații suplimentare se suprapun două diagrame  $p - \alpha$ : una reprezintă variația presiunii în cilindru, într-un ciclu fără aprindere (antrenare); cealaltă reprezintă diagrama obișnuită a unui ciclu cu aprindere (funcționare). Declanșarea scînteii electrice se produce în punctul s, cu avans față de  $p_{mi}$ . Unghiul  $\beta$  se numește *avansul la producerea scînteii electrice*. Diagrama  $p - \alpha$  pune în evidență următoarele fapte:

- 1) după declanșarea scînteii electrice, cele două curbe de presiune rămîn suprapuse, un interval de timp, în care arborele se rotește cu unghiul  $\Delta\alpha_d$ .
- 2) din momentul desprinderii curbelor (punctul d, numit punct de desprindere), presiunea din ciclul cu aprindere crește repede, pînă atinge valoarea maximă (punctul y). În opoziție cu intervalul  $\Delta\alpha_d$ , în această fază în care arborele cotit se rotește cu unghiul  $\Delta\alpha_r$ , arderea este vizibilă, creșterea însemnată de presiune fiind rezultatul punerii în libertate a unei părți importante din energia chimică a combustibilului. Curbele de presiune se desprind înainte de  $p_{mi}$ . Un parametru caracteristic al procesului de ardere din această etapă îl constituie tangenta la curba de presiune, în fiecare punct, care reprezintă viteza instantanee de creștere a presiunii ( $\dot{p} = dp/d\alpha$ ). În figura 5.1, c se arată diagrama  $\dot{p} - \alpha$  în timpul procesului de ardere. Pentru simplificare se compară de obicei, fie viteza maximă de creștere a presiunii,  $\dot{p}_{max}$ , fie viteza medie de creștere a presiunii  $\bar{\dot{p}}$  definită prin raportul



dintre creșterea de presiune în perioada arderii vizibile și durata arderii vizibile în °RA adică

$$\bar{p} = (p_y - p_a) / (\alpha_y - \alpha_a) [\text{daN/cm}^2 \text{ } ^\circ\text{RA}]. \quad (5.1)$$

Pentru  $\varepsilon = 6 \dots 8,5$  se ajunge la  $\bar{p}_{max} = 1,0 \dots 1,8 \text{ daN/cm}^2 \text{ } ^\circ\text{RA}$ , pentru  $\varepsilon = 8,5 \dots 10$  se ajunge la  $1,5 \dots 2,6 \text{ daN/cm}^2 \text{ } ^\circ\text{RA}$ . Pentru  $\varepsilon = 7 \dots 10$ ,  $\bar{p}$  variază în limitele  $0,8 \dots 1,8 \text{ daN/cm}^2 \text{ } ^\circ\text{RA}$ . Oricare dintre cei doi parametri prezintă un interes deosebit întrucât ei dau informații cu privire la intensitatea procesului de ardere și la intensitatea șocului cu care forța de presiune a gazelor este aplicată pe organele motorului. Aplicarea cu șoc a forței de presiune obligă pe proiectant să dimensioneze mai larg organele, ceea ce duce la sporirea masei motorului. Totodată, aceasta are drept consecință funcționarea brutală a motorului, cu trepidații și zgomote, ceea ce reprezintă un efect supărător în exploatare, mai ales la motoarele pentru autovehicule. Totuși, din punctul de vedere al randamentului este de dorit ca

arderea să se desfășoare instantaneu, la volum constant, adică  $\bar{p} = \infty$ . Acest deziderat nu poate fi practic realizat deoarece arderea se desfășoară în timp.

Pe de altă parte, condiția  $\bar{p} = \infty$  compromite mersul liniștit. În măsura în care este posibilă dirijarea arderii, aceasta se face prin compromis. Când se urmărește solicitare mecanică redusă și durabilitate înaltă (motoare pentru autobuze, autocamioane etc.)  $\bar{p}$  ia valori moderate; când se urmărește performanță ridicată de putere și consum specific redus,  $\bar{p}$  ia valori ridicate;

3) după ce atinge valoarea maximă, presiunea rămâne cvasiconstantă pe un interval redus  $y - y'$ , de câteva grade RA, în mod frecvent neglijat, dar nu omis în lucrarea de față. Apoi presiunea scade după o lege care reprezintă o evoluție termodinamică de destindere. Arderea continuă și după punctul  $y'$ , ceea ce se evidențiază prin valoarea exponentului mediu politropic al primei porțiuni din curba de destindere, care se apropie de unitate și indică natură cvasiizotermică a evoluției. O astfel de evoluție este posibilă numai dacă pierderile de căldură prin pereți și lucrul mecanic de destindere, care tinde să reducă temperatura gazelor de ardere, sunt compensate de un aport corespunzător de căldură; cum aceasta nu poate proveni decât prin degajarea în continuare a căldurii de reacție ca urmare a transformărilor chimice, rezultă că arderea nu se încheie în momentul atingerii presiunii maxime. Sfârșitul arderii, punctul  $t$ , poate fi precizat cu ajutorul diagramei indicate numai prin calcul, după prelucrarea acesteia pe baza unor ipoteze simplificatoare.

Astfel, după diagrama  $\bar{p} - \alpha$  arderea se împarte în trei faze caracteristice: o fază inițială  $\Delta\alpha_a$  numită întârzierea la declanșarea arderii rapide; o fază intermediară  $\Delta\alpha_r$  numită faza arderii rapide; o fază finală  $\Delta\alpha_m$  numită faza arderii moderate.

Fotografierea camerei de ardere. Pe baza proprietăților optice ale flăcării se poate urmări răspîndirea acesteia în fluidul proaspăt, prin cinematografierea rapidă a camerei de ardere. În acest scop, chiulasa este prevăzută cu o fereastră de cuarț, iar urma luminoasă a flăcării este înregistrată pe pelicula fotografică. S-au dezvoltat două metode distincte de fotoînregistrare.

În metoda fotoînregistrării de ansamblu, cinematografierea camerei de ardere se realizează printr-o fereastră compactă de cuarț, încorporată în chiulasă. Pe fiecare fotografie sau cadru se obține o imagine de ansamblu

	Nr crt	$\alpha$	$\bar{p}$ daN/cm <sup>2</sup>	$V_{am}$		Nr crt	$\alpha$	$\bar{p}$ daN/cm <sup>2</sup>	$V_{am}$		Nr crt	$\alpha$	$\bar{p}$ daN/cm <sup>2</sup>	$V_{am}$		Nr crt	$\alpha$	$\bar{p}$ daN/cm <sup>2</sup>	$V_{am}$
	1	—	—	—		7	346,4	2,35	0		13	360,8	15,95	64		19	375,2	25,55	99
	2	—	—	—		8	347,8	2,84	4		14	363,2	19,53	76		20	377,6	24,57	99,5
	3	335	5,88	0		9	351,2	6,47	8		15	365,6	22,54	85		21	380	23,73	100
	4	339,2	6,3	0		10	353,6	9,52	16		16	368	23,59	90		22	382,4	22,69	—
	5	341,6	6,72	0		11	356	10,78	27		17	370,4	24,64	98		23	384,8	21,98	—
	6	344	6,63	0		12	358,4	12,95	45		18	372,8	25,27	98		24	387,2	21	—

Fig. 5.2. Fotoînregistrarea de ansamblu a camerei de ardere, prin o fereastră de cuarț.

a camerei de ardere, care ilustrează poziția frontului de aprindere în momentul considerat. O astfel de metodă a fost utilizată de G. M. Rasweiller, L. Whitrow și W. Cornelius, în anul 1936. Experiențele au fost efectuate pe un motor monocilindric cu cameră de ardere de tip L. În figura 5.2 sînt reproduse mai multe cadre, care corespund la diferite poziții ale arborelui cotit, precizate de unghiul  $\alpha$ . Dacă  $l$  este spațiul străbătut de frontul de aprindere, când arborele cotit se rotește cu unghiul  $\Delta\alpha$ , întrucît  $\Delta\alpha = 6n\tau$ , rezultă cu viteza de propagare a frontului de aprindere va fi:

$$W_f = l/\tau = 6nl/\Delta\alpha [\text{m/s}]. \quad (5.2)$$

Simultan cu fotoînregistrarea s-a ridicat și curba de variație a presiunii și s-a determinat volumul de amestec cuprins de flacără, în procente, după prelucrarea datelor experimentale. Din cercetarea imaginilor obținute rezultă:

1) primul nucleu de flacără apare cu întârziere ( $\alpha_n = 347,8^\circ \text{ RA}$ ) față de momentul declanșării scînteii electrice ( $\beta = 25^\circ$  sau  $\alpha_s = 335^\circ \text{ RA}$ );

2) după apariția focarului inițial, flacăra se propagă treptat în amestec, frontul de aprindere răspîndindu-se cu viteze moderate în întreaga cameră de ardere (în medie 30 m/s); dacă se suprapun imaginile obținute pe diferite cadre, se obțin, schematic, pozițiile succesive ale frontului de aprindere (fig. 5.3);

3) suprafața frontului de aprindere este puternic deformată de pulsațiile turbulente din amestec; abaterile de la suprafața medie a frontului de aprindere sînt aleatorii, din care cauză

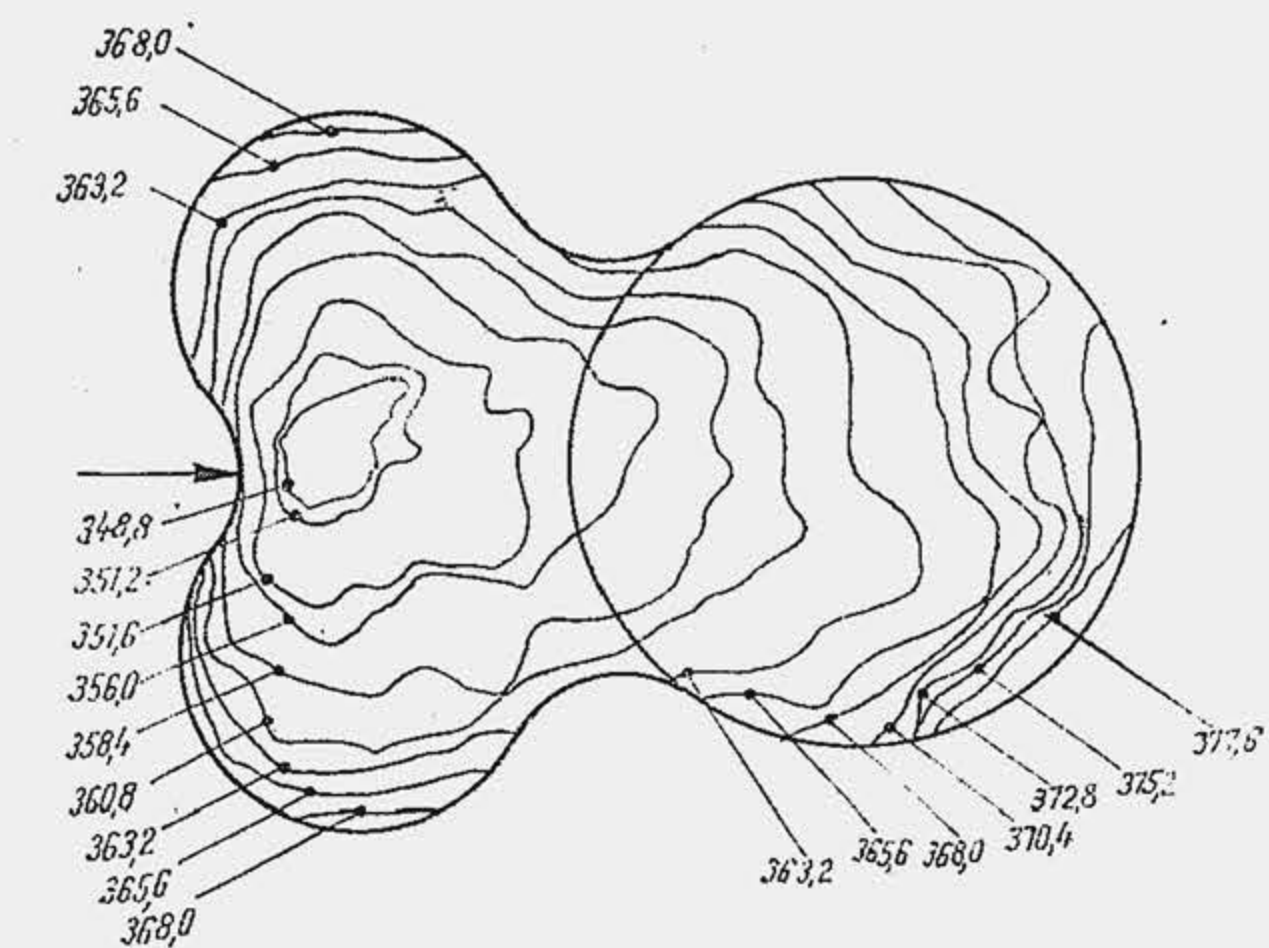


Fig. 5.3. Pozițiile frontului de aprindere la diferite unghiuri RA.



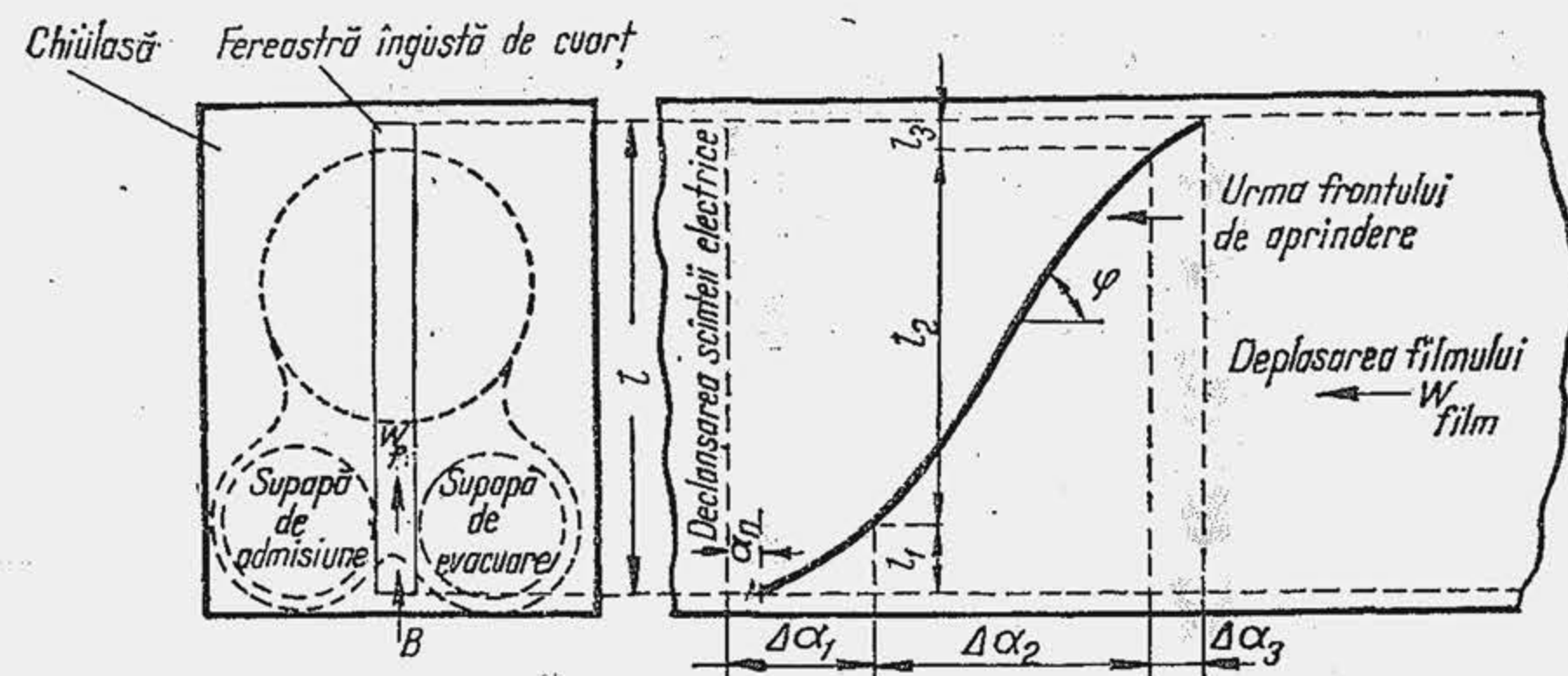


Fig. 5.4. Fotoînregistrarea continuă a camerei de ardere prin o fereastră de cuarț.

forma frontului de aprindere nu poate fi reprodusă de la ciclu la ciclu;

4) după trecerea frontului de aprindere prin amestec, în spatele lui, gazele de ardere păstrează o luminiscentă pronunțată (ardere intensă în spatele frontului de aprindere) care se stinge treptat, după ce frontul de aprindere atinge peretele opus bujiei.

În metoda fotoînregistrărilor continue se încastrează în chiulasă o fereastră îngustă de cuarț peste care se deplasează pelicula fotografică (fig. 5.4). Procedeu de înregistrare permite determinarea vitezei momentane de propagare  $W_f$ , prin măsurarea tangentei la urma frontului de aprindere. Cu notațiile de pe figură rezultă  $W_f = W_{film} \tan \varphi$ . Fotografiiile obținute prin această metodă sugerează posibilitatea divizării arderii în trei faze: o primă fază de durată  $\Delta\alpha_1$  cuprinde întârzierea la apariția nucleului de flacără și perioada de accelerare a frontului de aprindere, care parcurge aproximativ 10% din drumul total  $l$  de la bujia  $B$  până la peretele opus, adică  $l_1 = 0,10 l$ ; o a doua fază, de durată  $\Delta\alpha_2$ , în care frontul de aprindere parcurge cu viteză aproximativ constantă ( $\varphi \approx \text{const.}$ ) și relativ mare (10...40 m/s) cea mai mare parte din drumul total, aproximativ 85%, adică  $l_2 = 0,85 l$ ; o a treia fază, de durată  $\Delta\alpha_3$ , în care se încheie propagarea, elementul specific al acestei faze constituindu-l decelerarea frontului de aprindere, deoarece la apropierea acestuia de perete viteza de propagare se micșorează până la anulare.

Acest procedeu de investigație prezintă dezavantajul principal că urmărirea propagării frontului de aprindere nu poate fi făcută decât pe o singură direcție, ceea ce este insuficient deoarece viteza de propagare este diferită pe direcții diferite. Pentru a elimina acest neajuns A. N. Voinov a realizat o instalație experimentală monociclu, la care chiulasa este prevăzută cu șapte ferestre de cuarț, înguste și paralele (fig. 5.5, a). Înregistrările efectuate prin fiecare fereastră (fig. 5.5, b) permit, după confruntarea rezultatelor, să se reconstituie configurația generală a frontului de aprindere. La motorul modern de serie, așezarea supapei în chiulasă nu permite amenajarea acesteia pentru fotoînregistrare. Se urmărește arderea în acest caz, fixînd o fereastră compactă de cuarț în capul pistonului; urma luminoasă a frontului de aprindere se recepționează în carter și se transmite aparatului de filmat printr-un sistem de oglinzi.

**Analiza stroboscopică a gazelor de ardere.** O metodă de investigație, concepută în anii 1947—1948 de I. V. Inozemțev și V. I. Koșkin, constă în analiza probelor de gaze, luate din diverse puncte ale camerei de ardere și în diverse momente ale ciclului. În chiulasa unui motor monocilindric au fost montate cinci supape cu ajutorul cărora se prelevează probe de gaze din cilindru, care sînt supuse apoi analizei chimice. Poziția supape-

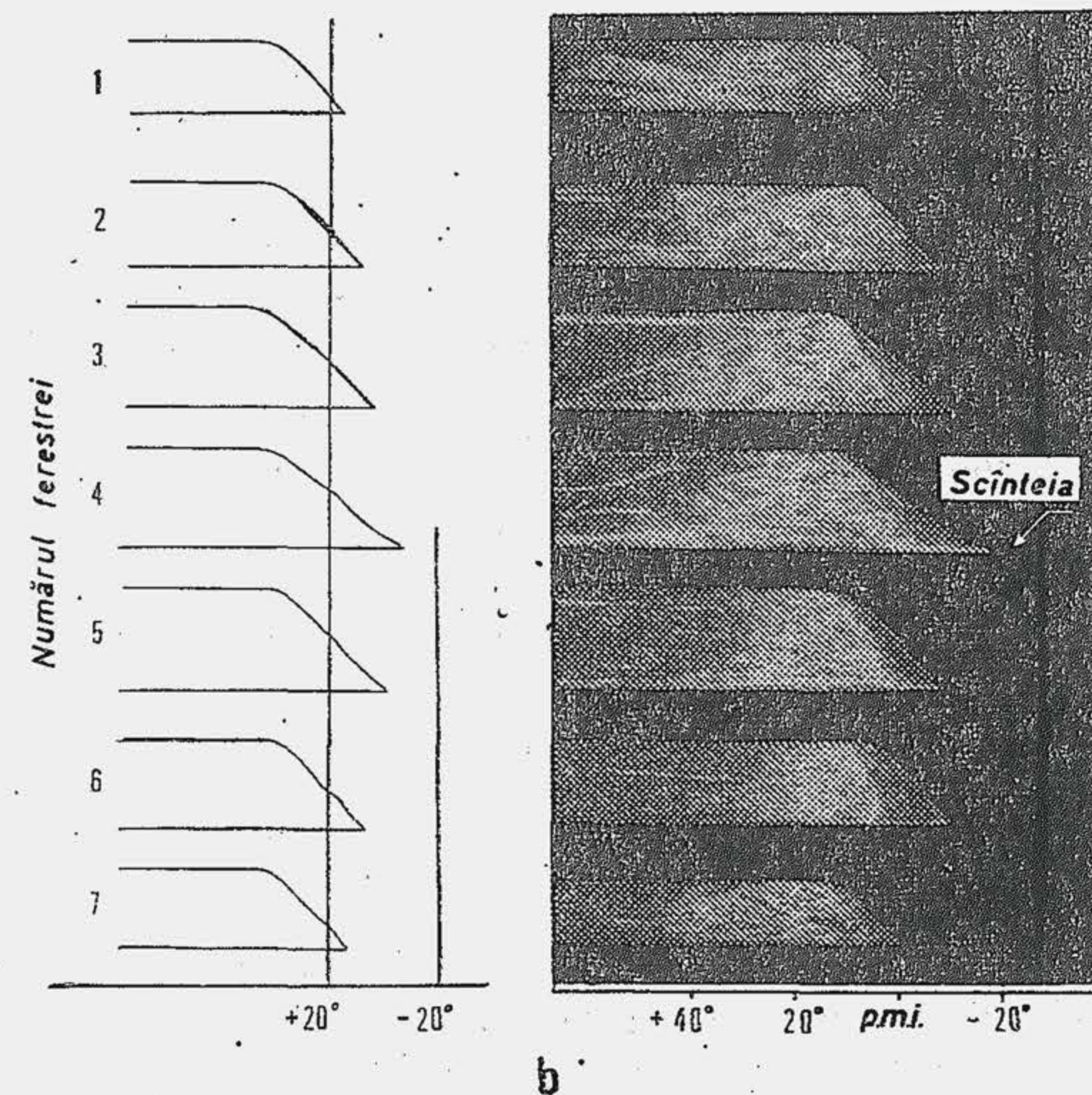
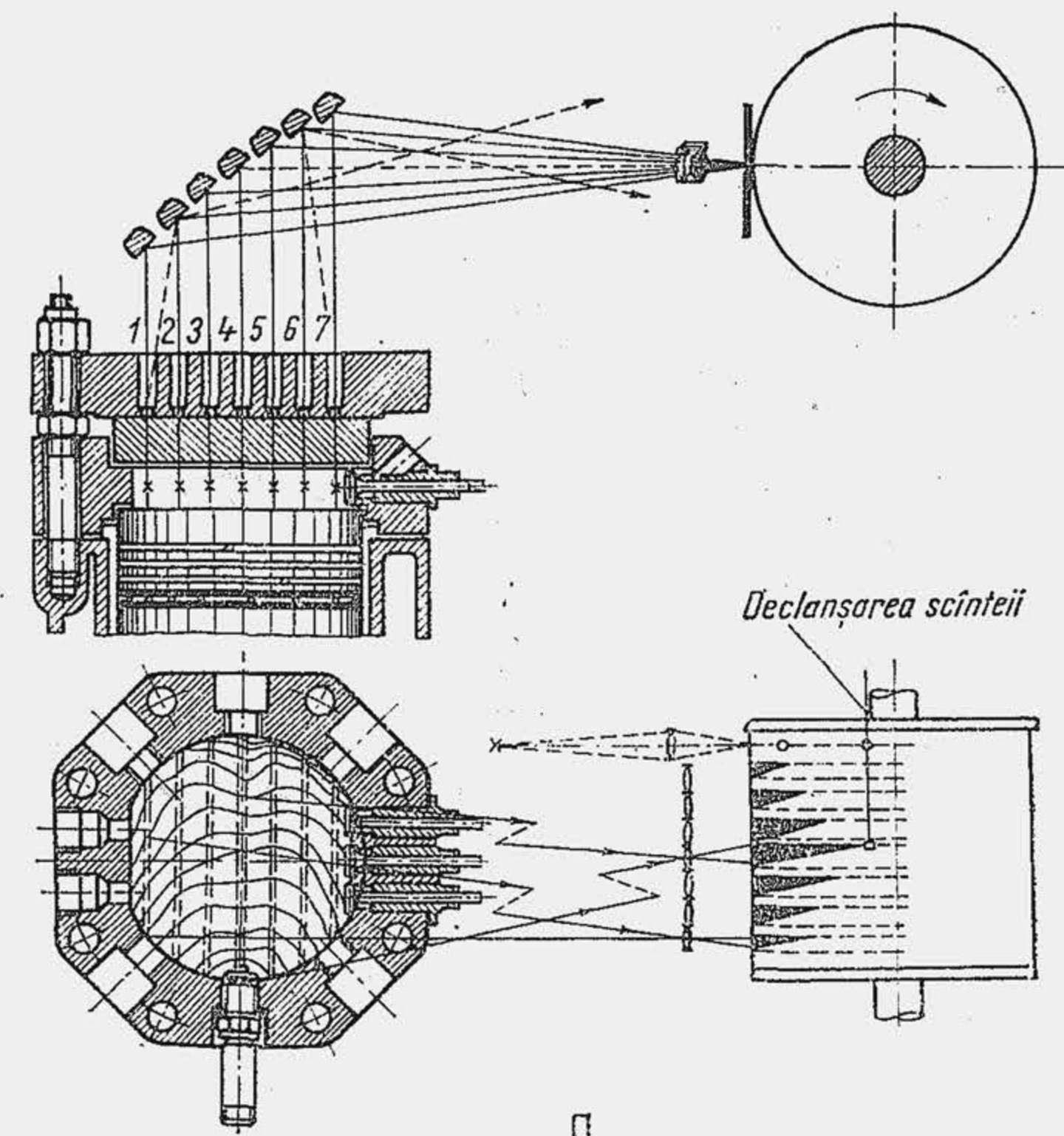


Fig. 5.5. Fotoînregistrarea de ansamblu a camerei de ardere prin mai multe ferestre paralele de cuarț:  
a—schema instalației; b—urmele frontului prin fiecare fereastră.



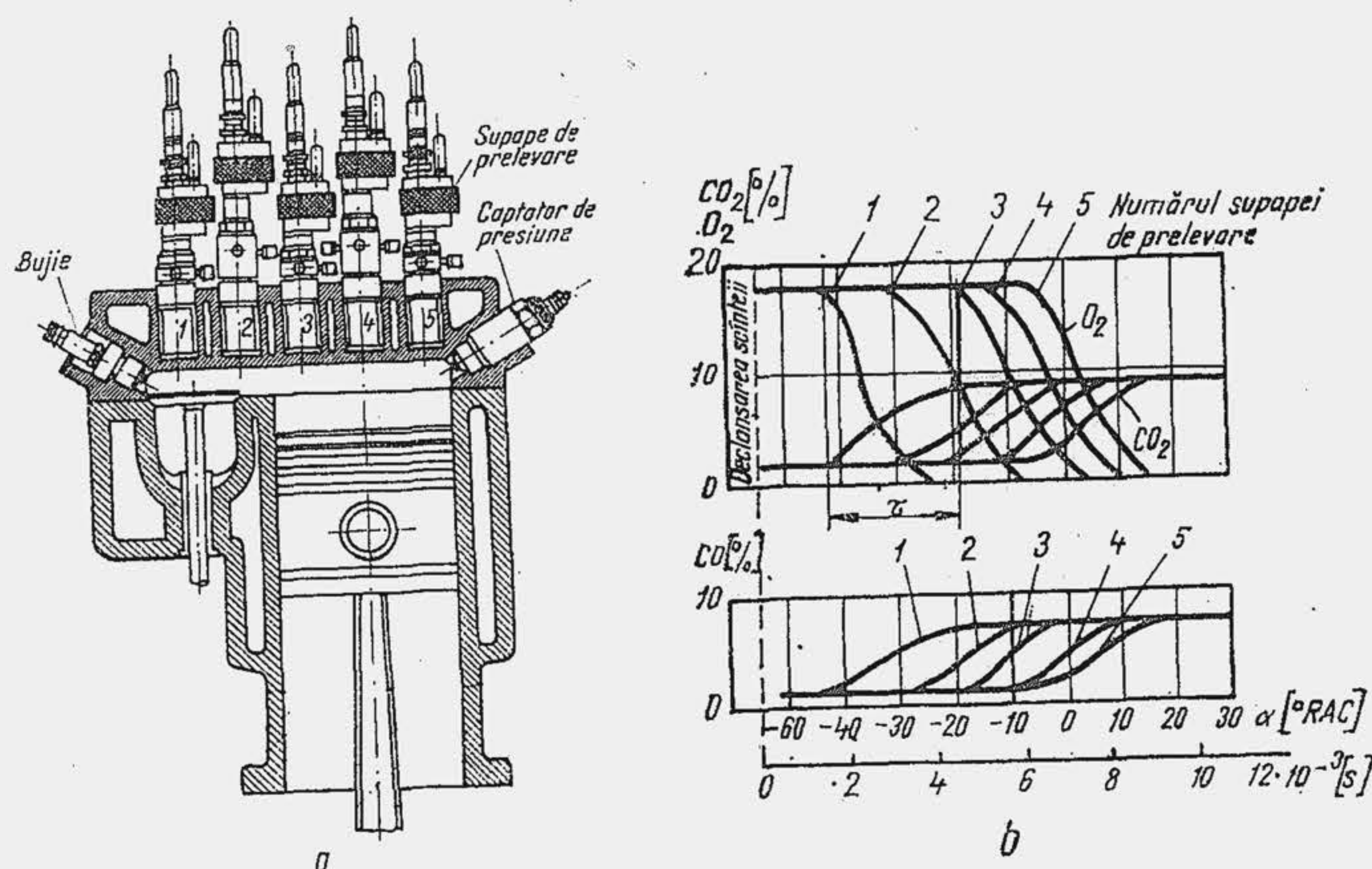


Fig. 5.6. Poziția supapelor de prelevare în chiulasă (a); modificarea concentrației unor substanțe, în dreptul supapei de prelevare (b). 1...5 — numărul de ordine a supapelor.

lor de prelevare în camera de ardere este arătată în figura 5.6, a, iar în figura 5.6, b sînt arătate diagramele tipice care indică variația concentrației gazelor în funcție de  $\alpha$  în dreptul fiecărei supape de prelevare. Metoda permite determinarea vitezei de propagare întrucît se cunoaște distanța dintre supape, iar durata  $\tau$  a deplasării frontului de aprindere se determină din diagrame, pe baza ipotezei că momentul inițial de variație a compoziției chimice ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{O}_2$ ) coincide cu momentul în care frontul de aprindere a ajuns în dreptul supapei de prelevare. Metoda evidențiază un aspect fundamental al propagării flăcării în motor și anume acela că concentrația de  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  nu se modifică instantaneu la trecerea flăcării. Astfel se pune în evidență faptul că transformările chimice din flacăra turbulentă au loc într-o zonă largă, a cărei adîncime este de ordinul zecilor de milimetri.

### 5.2.2. TEORIA EXPLICATIVĂ A ARDERII NORMALE

În diferite perioade ale procesului de ardere acționează factori diferiți, iar atunci cînd aceștia sînt identici ponderea lor este deosebită. De aceea studiul arderii normale se ușurează dacă procesul de ardere se împarte în mai multe faze în care acțiunea unora sau a altora dintre factori să fie suficient de clar conturată.

**Întîrzierea la declanșarea arderii rapide ( $\Delta\alpha_r$ )** se desfășoară din momentul declanșării scînteii electrice pînă în momentul desprinderii curbelor de presiune. În această fază are loc 1) formarea nucleului inițial de flacăra și 2) dezvoltarea lui pînă la o dimensiune (volumul nucleului dezvoltat să cuprindă aproximativ 3% din doza de combustibil), la care căldura degajată prin reacție să fie suficientă pentru a determina o creștere de presiune

sesizabilă de receptorul de presiune. Apariția nucleului de flacăra este rezultatul unei aprinderi monostadiale, catenaro-termice, induse în masa amestecului dintre electrozii bujiei de elementele reactive produse prin descărcarea electrică.

Prima fază astfel definită se bucură de proprietatea de a fi controlată îndeosebi de factorii fizico-chimici (presiune, temperatură, energie de activare, dozaj etc.) care definesc viteza de reacție.

Recent s-a stabilit o relație care permite calculul energiei electrice minime  $E_{min}$ , necesară a fi înmagazinată în circuitul secundar al sistemului de aprindere, pentru formarea nucleului de flacăra între electrozi. Relația este produsul a două funcțiuni:

$$E_{min} = F_1 \left[ \frac{W'_B \cdot \bar{W} \cdot \Delta\tau \cdot \rho_s \cdot [c_p(T_{apr} - T_s)]^3}{Q_i^2 \cdot \dot{C}_c^2 \ln((2W\Delta\tau + j)/j)} - l_\mu^2 \bar{W}^2 \right], \quad (5.3)$$

dintre care prima,  $F_1$  depinde numai de factori de natură electrică, iar a doua, de factori de natură fizico-chimică a amestecului, cu excepția lui  $j$  — jocul dintre electrozii bujiei. Se observă că aprinderea se produce cu atît mai ușor ( $E_{min}$  mai mic) cu cît intensitatea turbulenței  $W'_B$  dintre electrozii bujiei este mai mică (microturbulența intensifică transferul de căldură și împrăștiie elementele reactive din zona de reacție, ceea ce frînează apariția nucleului), cu cît viteza medie  $\bar{W}$  a fluidului motor din cilindru este mai mare, cu cît temperatura de aprindere a amestecului  $T_{apr}$  este mai mică, cu cît viteza de reacție a combustibilului  $\dot{C}_c$  este mai mare. Cealaltă factori din relația lui  $E_{min}$  sînt:  $\Delta\tau$  — intervalul de timp în care se exercită tensiunea medie a cîmpului electric;  $\rho_s$  — densitatea amestecului în punctul  $s$ ;  $c_p$  — căldura specifică a amestecului;  $l_\mu$  — microscara turbulenței;  $T_s$  — temperatura amestecului în punctul  $s$  din ciclu.

**Faza arderii rapide ( $\Delta\alpha_r$ ).** Arderea se numește rapidă pentru că decurge cu viteze de ardere  $\xi$  și viteze de creștere a presiunii  $\dot{p}$  mari. În faza  $\Delta\alpha_r$ , cuprinsă între momentul desprinderii curbelor de presiune (punctul  $d$ ) și momentul atingerii presiunii maxime (punctul  $y$ ), viteza medie de ardere este cuprinsă între  $\xi = 0,02 \dots 0,04 \text{ kJ/kJ}^\circ\text{RA}$  ( $2 \dots 4\% / ^\circ\text{RA}$ ). Viteza de creștere a presiunii este pozitivă  $\dot{p} > 0$ , iar  $\dot{p}$  și  $\dot{p}_{max}$  au valori relativ mari. Elementul specific al fazei  $\Delta\alpha_r$  este dezvoltarea unui front de aprindere de dimensiuni mari. În intervalul  $\Delta\alpha_r$  frontul de aprindere parcurge circa 90% din distanța maximă de la bujie la peretele opus, cu viteze mari, cvasiconstante. Dacă se exclude începutul și sfîrșitul propagării, cînd dimensiunile frontului de aprindere sînt reduse, iar vitezele de propagare sînt mici, atunci faza arderii rapide reprezintă practic faza propagării flăcării. Cuprinderea treptată, cvasicompletă a amestecului de către flacăra are ca urmare intrarea în reacție a celei mai mari părți din cantitatea de combustibil prezentă în cilindru și degajarea părții principale a căldurii de reacție (70...80%); de aceea, faza  $\Delta\alpha_r$  reprezintă faza principală a arderii (pentru  $\Delta\alpha_r = 25^\circ\text{RA}$  rezultă  $\xi = 75\% / 25^\circ\text{RA} = 3\% / ^\circ\text{RA}$ ). Dimensiunile mari ale frontului de aprindere fac posibilă acțiunea turbulenței de toate scările, astfel că influența principală, hotărîtoare asupra acestei faze o exercită turbulența care determină înaintarea rapidă a frontului de aprindere.

Viteza de propagare a frontului de aprindere  $W_f$  este definită de relația (4.71). Durata fazei de propagare  $\tau_p[s]$  sau  $\Delta\alpha_p[^\circ\text{RA}] = 6n\tau_p = \Delta\alpha_r$ , fiind determinată de 90% din distanța maximă pe care o parcurge frontul de



aprindere  $l_f$  și de viteză medie  $\bar{W}_f$ , rezultă

$$\tau_p = 0,9l_f/\bar{W}_f; \quad \Delta\alpha_p = 5,4ml_f/\bar{W}_f. \quad (5.4)$$

Viteza  $\bar{W}_f$  se determină pe un motor special, greu accesibil cercetării. Legea de variație a presiunii în timpul arderii se ridică ușor pe un motor de serie și oferă, în afara informațiilor directe ( $\bar{p}$ ,  $\Delta\alpha_p$ ), informații despre viteza de ardere, prin prelucrarea termodinamică a semnalului de presiune.

Prin măsurarea consumului de combustibil se determină cu (1.36) doza de combustibil  $\bar{m}_c$  [mg/ciclu] și căldura disponibilă pe ciclu  $Q_{dis} = \bar{m}_c \cdot 10^{-6} \cdot Q_i$  [kJ/ciclu]. Din relația (4.73) rezultă

$$d(\bar{m}_c Q_i) = Q_{dis} \xi d\alpha = Q_{dis} d\xi. \quad (5.5)$$

Se scrie ecuația bilanțului energetic pentru fluidul motor în timpul arderii:

$$Q_{dis} d\xi = dU + dL + dQ_p, \quad (5.6)$$

unde  $dU$ ,  $dL$  și  $dQ_p$  sînt variațiile elementare ale energiei interne, respectiv lucrului mecanic și căldurii transferate la perete (în rel. 5.6,  $Q_p > 0$ , deoarece se calculează întotdeauna cu 3.23 \*).

Din cauza dificultăților de evaluare a lui  $dQ_p$  se consideră  $dQ_p = 0$  iar  $\xi = \xi_u$ ,  $\xi_u$  fiind caracteristica de degajare a căldurii utile (căldura servește la creșterea energiei interne și producerea de lucru mecanic). Dar, prin definiție,  $\xi_{max} = 1$ ; se înțelege că  $\xi_u < 1$ , restul  $(1 - \xi_u)$  fiind fracțiunea transferată sistemului de răcire, care reprezintă 8...12%.

Ecuația diferențială (5.6) nu are soluții analitice; pentru a o integra se apelează la metodele analizei numerice, în care scop se împarte cu unghiul elementar  $d\alpha$  și se trece la diferențe finite

$$\xi_u = (\Delta U/\Delta\alpha + \Delta L/\Delta\alpha)/Q_{dis}. \quad (5.7)$$

Membrul drept al ecuației (5.7) este identic cu membrul drept al ecuației (3.17). Creșterile finite  $\Delta U/\Delta\alpha$  și  $\Delta L/\Delta\alpha$  se calculează cu relațiile (3.18) și (3.19), cu observația că  $C_p$  din (3.19) este căldura specifică reală a gazelor de ardere  $C_{vga}$  (v. par. 4.5); ea se calculează la temperatura  $T$ , definită de ecuația de stare  $pV = \nu_{ga} RT$ , care presupune că fluidul motor este un amestec omogen de gaze de ardere.

Se propune o soluție mai comodă pentru ecuația diferențială (5.7), prelucrând membrul drept din ecuația (5.6) după cum urmează:  $dU + dL = C_{vga} \cdot \nu_{ga} dT + p dV$ ;  $pV = \nu_{ga} RT \rightarrow p dV + V dp = \nu_{ga} R dT$  care se substituie în ecuația diferențială:  $dU + dL = C_{vga} (p dV + V dp)/R + p dV = ((C_{vga}/R) + 1) p dV + (C_{vga}/R) V dp = (C_{pga}/R) p dV + (C_{vga}/R) V dp$ . Din relația (4.60) rezultă:  $C_{vga}/R = 1/(k - 1)$ . În final, se obține ecuația:  $Q_{dis} d\xi_u = (k p dV + V dp)/(k - 1)$ , care se împarte la  $d\alpha$ . Trecînd la diferențe finite rezultă

$$Q_{dis} \xi_u = 0,1 \left( k \frac{p_{i+1} + p_i}{2} \cdot \frac{V_{i+1} - V_i}{\Delta\alpha} + \frac{V_{i+1} + V_i}{2} \cdot \frac{p_{i+1} - p_i}{\Delta\alpha} \right) / (k - 1), \quad (5.7*)$$

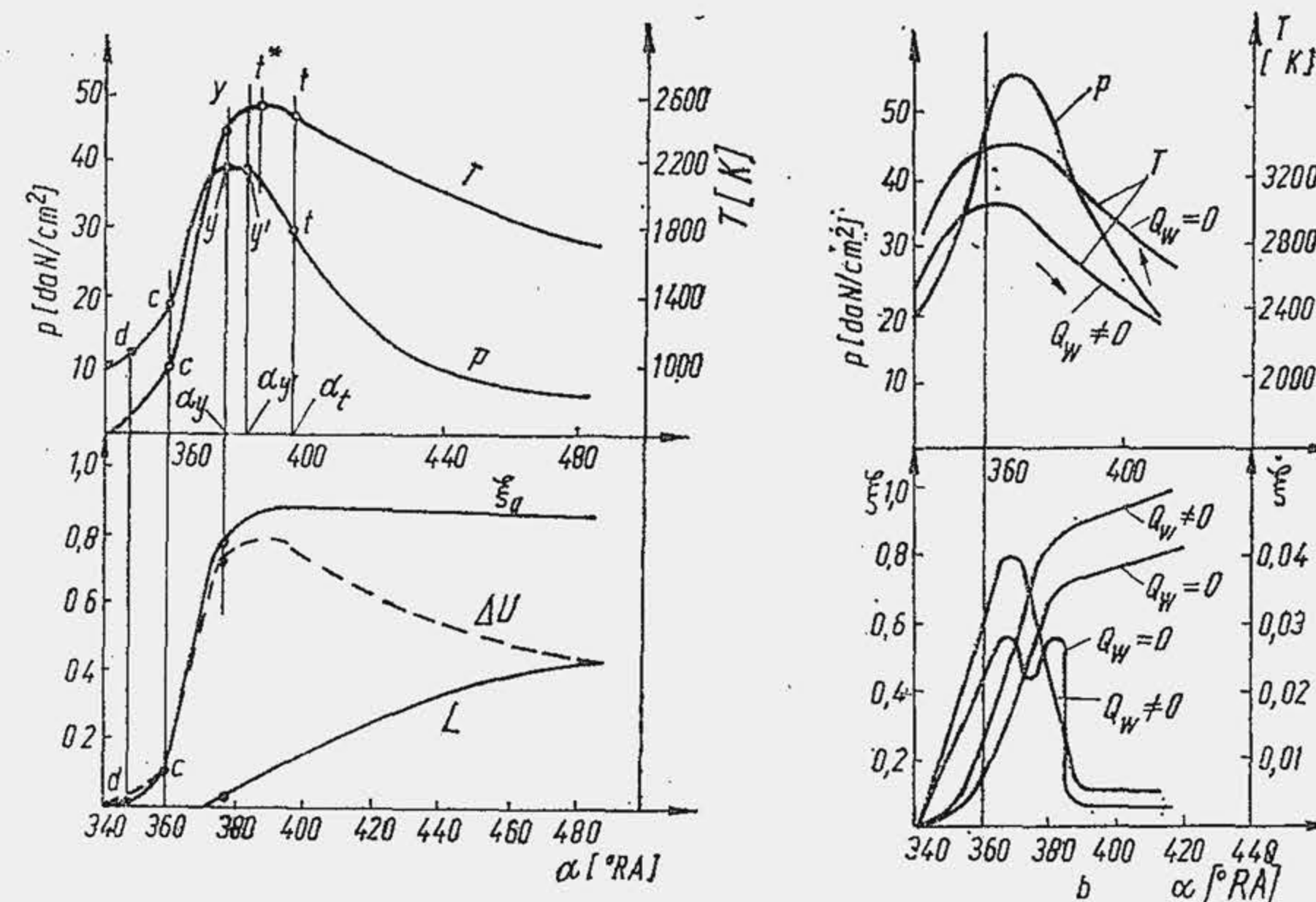


Fig. 5.7. Caracteristica de ardere și variația unor mărimi caracteristice arderii în MAS.

unde  $k(\bar{T})$ , pentru gazele de ardere se determină din relațiile (7.3) și (7.3 \*), pentru  $\bar{T} = (T_{i+1} + T_i)/2$ . Pentru  $T$  se aplică ecuația de stare  $pV = \nu_{ga} RT$ .

**Exemplul numeric 5.1.** Să se determine  $\xi_u$  pentru motorul turismului Dacia 1300, în momentul  $\alpha = 374^\circ \text{RA}$ . Pe diagrama  $p(\alpha)$  se citește:  $p_{374} = 39,1 \text{ daN/cm}^2$  și  $p_{376} = 39,6 \text{ daN/cm}^2$ . Se dă:  $Q_i = 43942 \text{ kJ/kg}$ ;  $V_s = 325 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3$ ;  $\Lambda = 0,3$ ;  $\epsilon = 8,5$ ;  $\mu_t = 1,07$ ;  $M_c = 114 \text{ kg/kmol}$ ;  $M_a = 28,7 \text{ kg/kmol}$ ;  $\gamma_r = 0,07$ ;  $\lambda = 0,9$ ;  $\bar{m}_c = 19,1 \text{ mg}$  (v. Ex. num. 1.6);  $L_{min} = 14,7 \text{ kg/kg}$ .

**R.** Cu relația (10.10) se calculează  $V_{374} = 49,6 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3$ ;  $V_{376} = 51,5 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3$ . Masa de aer este  $m_a = 19,1 \cdot 0,9 \cdot 14,7 = 253 \text{ mg}$ . Cantitatea de aer este  $\nu_0 = 253 \cdot 10^{-6} / 28,7 = 8,81 \text{ kmol/ciclu}$ .  $\nu_c = 19,1 \cdot 10^{-6} / 114 = 0,167 \cdot 10^{-6} \text{ kmol/ciclu}$ . Cantitatea inițială de fluid proaspăt este  $\nu_i = (8,81 + 0,167) \cdot 10^{-6} = 8,98 \cdot 10^{-6} \text{ kmol/ciclu}$ ; cantitatea de amestec inițial este  $\nu_{ai} = 8,98(1 + 0,07) \cdot 10^{-6} = 9,6 \cdot 10^{-6} \text{ kmol/ciclu}$ . Cantitatea de gaze de ardere este:  $\nu_{ga} = 9,6 \cdot 10^{-6} \cdot 1,07 = 10,3 \cdot 10^{-6} \text{ kmol/ciclu}$ . Aplicînd ecuația de stare rezultă:  $T_{374} = 39,1 \cdot 10^5 \cdot 49,6 \cdot 10^{-6} / 8,314 \cdot 10,3 \cdot 10^{-6} = 2264 \text{ K}$ ;  $T_{376} = 2381 \text{ K}$ .

Se calculează  $k = k(\bar{T})$  cu relația (7.3). Rezultă:  $k = 1,1925 + 0,0245/0,9 + (63,1 + 14,2/0,9)/0,5(2381 + 2264) = 1,2536$ . Se calculează  $Q_{dis} = 19,1 \cdot 10^{-6} \cdot 43942 = 0,839 \text{ kJ/ciclu}$ . Se aplică relația (5.7 \*):  $\xi_u = (1,2536 \cdot (39,6 + 39,1) \cdot 10^5 (51,5 - 49,6) \cdot 10^{-6} / 2 \cdot 2 + (51,5 + 49,6) \cdot 10^{-6} \cdot (39,6 - 39,1) \cdot 10^5 / 2 \cdot 2) / ((1,2536 - 1) \cdot 0,839 \cdot 10^3) = 0,028 = 2,8\% / ^\circ \text{RA}$ .

Prelucrarea diagramei indicate în cazul arderii (ec. 5.7 și 5.7 \*) trebuie făcută cu mai multă prudență decît în cazul comprimării (ec. 3.17) deoarece viteza de variație a presiunii este cu aproximativ un ordin de mărime mai mare. De aceea, se impune reducerea pasului de integrare la  $2^\circ \text{RA}$  și chiar la  $1^\circ \text{RA}$ . Caracteristica  $\xi_u$  rezultă prin însumarea valorilor lui  $\xi_u$  adică  $\xi_u = \sum \xi_u \Delta\alpha$ . În figura 5.7, a se arată variația lui  $\xi_u$  corelată cu presiunea și temperatura. Faza principală de ardere, evoluția  $d - y$ , începe cu  $\xi_{ua} \approx 0,02 \dots 0,03$ ; pînă în punctul  $y$ ,  $\xi_{uy}$  ajunge la 0,78. Fracțiunea din căldura de reacție degajată pînă în punctul  $y$  este ceva mai mare decît 0,78 datorită pierderilor de căldură prin pereți. Soluția simplificată a ecuației diferențiale



(5.7), obținută pentru  $dQ_p = 0$  are ca dezavantaj esențial acela că nu permite determinarea momentului în care se încheie arderea. Caracteristicile de degajare a căldurii pentru variantele cu transfer ( $Q_p \neq 0$ ) și fără transfer ( $Q_w = Q_p = 0$ ) se arată în figura 5.7, b. Ele s-au determinat pentru un motor CFR cu  $\varepsilon = 10$  [16]. În varianta  $Q_p \neq 0$ , sfârșitul arderii se produce la  $\alpha = 412^\circ\text{RA}$  ( $\xi = 0,999$ ); în varianta  $Q_p = 0$ , arderea se prelungește în destindere, până la  $\alpha = 442^\circ\text{RA}$ . În plus, în cazul simplificat,  $T_{max} \approx 3200\text{ K}$  față de  $2875\text{ K}$  când  $Q_p \neq 0$ , datorită erorii produse prin neglijarea pierderilor de căldură.

**Faza arderii moderate ( $\Delta\alpha_m$ ).** Arderea se numește moderată când decurge cu viteze de ardere modeste. Viteza medie de ardere în această fază este  $\bar{\xi} = 0,003 \dots 0,015\text{ kJ/kJ}^\circ\text{RA}$  ( $0,3 \dots 1,5\%/\circ\text{RA}$ ). Pe diagrama  $\dot{p} \cdot \alpha$ , faza  $\Delta\alpha_m$  se definește prin viteze de creștere a presiunii nule sau negative ( $\dot{p} \leq 0$ ), de aceea ea este constituită din două intervale: 1) intervalul  $\Delta\alpha_{m1} = 3 \dots 10^\circ\text{RA}$ , în care presiunea este cvasiconstantă și maximă (evoluția  $y - y'$ ); 2) intervalul  $\Delta\alpha_{m2} = 10 \dots 30^\circ\text{RA}$ , în care presiunea scade după o evoluție politropă, cel mai adesea o evoluție izotermă (evoluția  $y' - t$ ). Sfârșitul arderii se determină prin intermediul caracteristicii de degajare a căldurii ( $\xi = 1$ ).

În intervalul  $\Delta\alpha_{m1}$ , omis curent în literatură, presiunea înregistrează variații reduse. Prelucrarea diagramei indicate a arătat [18] că, pe intervalul  $\Delta\alpha_{m1}$ , diferența dintre vârful de presiune și presiunea curentă este sub 1%. De aceea, evoluția din jurul vârfului de presiune se schematizează sub forma unei evoluții izobare, care definește chiar presiunea maximă. În diagrama  $\dot{p} \cdot V$  acest interval este estompat ceea ce a sugerat în trecut, neglijarea lui.

Temperatura  $T$ , determinată în ipoteza că fluidul motor este omogen ( $T = \dot{p}V/v_{ga}R$ ) crește încă după atingerea presiunii maxime (punctul  $y$ ) și se menține apoi cvasiconstantă pe un interval relativ mare (fig. 5.7). În consecință, se propune reprezentarea evoluției fluidului motor în intervalul  $\Delta\alpha_{m2}$ , ca o evoluție izotermă (fluid motor omogen termic) sau, ca o evoluție de produs  $\dot{p} \cdot V = ct$  (fluid motor neomogen).

În faza de ardere moderată intră în reacție combustibilul din spatele frontului de aprindere, de aceea această fază reprezintă arderea întârziată. Faza  $\Delta\alpha_m$  este controlată de natura procesului de aprindere pulsatorie, de durata  $\tau_{ap}$  a unui ciclu pulsatoriu, care depinde de structura turbulenței și de cinetica reacțiilor de aprindere (v. par. 4.7). Nu se exclude faptul că la începutul fazei  $\Delta\alpha_m$  se încheie probabil propagarea flăcării, dar, vitezele frontului de aprindere sînt mici (v. fig. 5.4), arderea decurge lent, astfel că efectul global rămîne în continuare o viteză medie de ardere, de valoare coborîată.

Existența unei evoluții izoterme de ardere impune evaluarea influenței ei asupra randamentului. Pentru simplitate se calculează randamentul unui ciclu ideal (v. par. 3.1), în care arderea este reprezentată de două evoluții: o izocoră și o izotermă, definite de parametrul  $\pi$  care reprezintă raportul de creștere a presiunii pe evoluția  $V = ct$  și de parametrul  $\delta_t$  care reprezintă raportul de creștere a volumului pe evoluția  $T = ct$  (fig. 5.8, a). Expresia randamentului termic  $\eta_t$  are forma arătată în figura 5.8, a. Variația lui  $\eta_t$  cu  $\delta_t$  (gradul de ardere izotermă) se arată în figura 5.8, b. Randamentul maxim se obține pentru  $\delta_t = 1$ , adică pentru ciclul ideal cu ardere la volum constant. Mărirea lui  $\delta_t$  micșorează pe  $\eta_t$ , deoarece durata fazei finale  $\Delta\alpha_m$  crește. Apare în schimb un avantaj care nu este neglijabil: scade

raportul  $\pi$ , ceea ce înseamnă presiuni maxime mai reduse și deci solicitări mecanice mai mici. Când crește durata fazei de ardere moderată se spune că *arderea se deplasează în destindere*. Exemplul prezentat permite să se formuleze concluzia generală că *deplasarea arderii în destindere reduce randamentul termic dar micșorează presiunea maximă din ciclu*. În general, deplasarea arderii în destindere produce ridicarea regimului termic al motorului, deoarece, pe de o parte, flacăra vine în contact un timp mai mare cu pereții, iar pe de altă parte, gazele de evacuare sînt mai fierbinți (v. par. 26.4), astfel crește temperatura pistonului, segmentilor, supapelor etc.

Intrucît durata arderii are o semnificație deosebită pentru nivelul randamentului indicat, al presiunii maxime și al regimului termic, se fac eforturi deosebite pentru a determina cu precizie poziția punctului  $t$  pe ciclu sau unghiul  $\alpha_t$ . Când se calculează  $\xi_u$  se stabilește convențional că arderea încetează în momentul cînd temperatura  $T$  atinge un maxim (punctul  $t^*$ , fig. 5.7, a). În acest caz,  $\alpha_{t^*} - \alpha_y \approx 10 \dots 20^\circ\text{RA}$ . Din nevoia de a controla mai exact arderea, se calculează  $\xi$ , adică se renunță la simplificarea  $Q_p = 0$ . În acest caz se adaugă în ecuația (5.7) termenul

$$\Delta Q_p / \Delta \alpha = C_c A (T - \bar{T}_p) / 21600 \quad n, \quad (5.8)$$

obținut din ecuația diferențială (3.23) prin trecerea la diferențe finite.  $C_c$  din relația (3.30) și diferența  $(T - \bar{T}_p)$  depind de temperatura  $T$  care se calculează ca și pentru relația (5.7) din ecuația de stare  $\dot{p}V = v_{ga}RT$ .

**Controlul arderii normale.** Reducerea la minimum a duratei de ardere asigură motorului puteri și randamente maxime. Acest deziderat se realizează acționînd în două direcții: 1) *reducerea duratei de propagare* a flăcării, prin mărirea vitezei de propagare a frontului de aprindere sau reducerea distanței străbătute de acesta; 2) *reducerea adîncimii zonei de ardere* sau a *grosimii flăcării turbulente*, ceea ce are drept efect, pe de o parte, degajarea unei cantități mai mari de căldură, în perioada propagării, adică în faza de ardere rapidă, iar pe de altă parte, reducerea duratei fazei de ardere moderată. Reducerea duratei de propagare este controlată de relația (5.4). Progresele generale în sporirea puterii litrice la MAS s-au realizat prin ridicarea continuă a turației. Soluția conduce la sporirea duratei  $\Delta\alpha_p$  și compromite randamentul. Pentru a preveni acest neajuns constructorii au urmărit reducerea drumului parcurs de frontul de aprindere  $l_f$  prin utilizarea unor camere de ardere compacte, iar cercetătorii au perseverat în găsirea căilor de mărirea a vitezei  $\bar{W}_f$ .

**Exemplul numeric 5.2.** Să se determine durata fazei de ardere rapidă la un motor cu alezajul  $D = 80\text{ mm}$  care dezvoltă  $6000\text{ rot/min}$  și are bujia plasată la o extremitate a camerei, deci  $l_f = 80\text{ mm}$ . Se admite  $\bar{W}_f = 50\text{ m/s}$ .

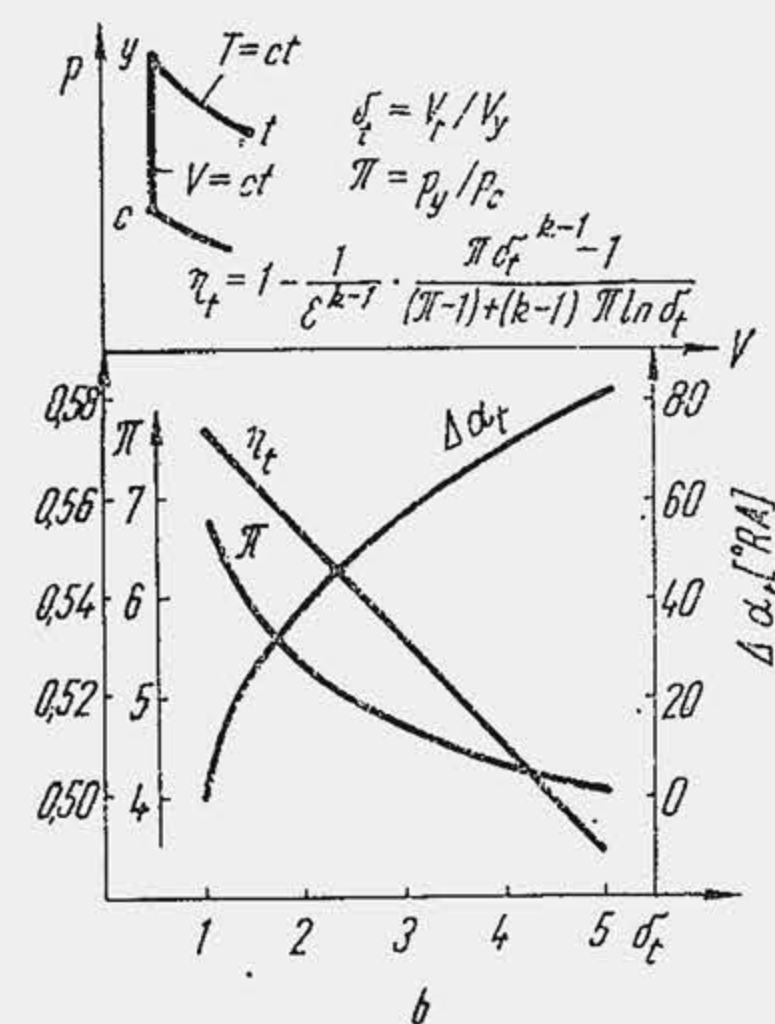


Fig. 5.8. Influența modelului de ardere asupra randamentului termic, raportului de creștere a presiunii și duratei de ardere.



R. Se aplică relația (5.4);  $\Delta\alpha_p = 5,4 \cdot 6000 \cdot 80 \cdot 10^{-3} / 50 = 51,8^\circ \text{RA}$  ceea ce reprezintă foarte mult. Constructorul va reduce alezajul la 70 mm și va plasa bujia central. Astfel, dacă realizează  $l_f = 70/2$  mm, rezultă  $\Delta\alpha_p = 25^\circ \text{RA}$  ceea ce este convenabil.

Pentru reducerea adâncimii zonei de ardere trebuie să se acționeze asupra vitezei de reacție: utilizarea unor combustibili cu energie de activare redusă, producerea unor presiuni și temperaturi ridicate în timpul arderii, îmbogățirea amestecului, reducerea conținutului de gaze reziduale inerte care acționează ca inhibitor sînt căi fundamentale prin care se micșorează durata fazei întîrziate.

Se conchide că *arderea este eficientă* atunci cînd faza de ardere rapidă are o durată redusă ( $20 \dots 25^\circ \text{RA}$ ) și se plasează în jurul  $p_{mi}$ , adică în condițiile unor variații minime ale volumului, generat prin deplasarea pistonului, ceea ce o apropie de arderea la volum constant (experiența arată că pentru  $\epsilon = 8 \dots 9$  puterea efectivă maximă se obține cînd  $p_{max}$  se produce la  $12 \dots 15^\circ \text{RA}$  după  $p_{mi}$  iar  $\alpha_d = 350 \dots 352^\circ \text{RA}$ ).

În aceste condiții, pînă în punctul  $y$  ( $p_y = p_{max}$ ) se eliberează circa  $80 \dots 88\%$  din căldura de reacție ( $\xi_y = 0,8 \dots 0,88$ ).

Modificînd geometria camerei de ardere (v. fig. 4.53), intensitatea turbulenței, viteza de reacție, proiectantul influențează caracteristica de degajare a căldurii și viteza de degajare a căldurii (la  $\xi_{max} = 0,06 \dots 0,07$  rezultă o ardere foarte rapidă, cu  $\dot{p}_{max} = 2 \dots 4 \text{ daN/cm}^2 \text{RA}$ , durata totală a arderii se reduce la  $35 \dots 40^\circ \text{RA}$  iar  $p_{max} = 65 \dots 70 \text{ daN/cm}^2$ ).

### 5.3. ARDEREA CU DETONAȚIE

**Manifestări exterioare.** Cu aproape cinci decenii în urmă, încercarea de a mări raportul de comprimare peste  $3 \dots 4$  unități s-a văzut limitată de apariția unui fenomen perturbator, necunoscut pînă atunci, care compromitea principalele calități ale motorului: puterea, economicitatea și durabilitatea. Fenomenul a primit denumirea de *detonație*. Principalele manifestări ale detonației sînt (fig. 5.9):

- micșorarea puterii indicate a motorului (a):
- micșorarea randamentului indicat real (b):
- micșorarea temperaturii gazelor de evacuare (c):
- apariția, în unele cazuri, a fumului negru în gazele de evacuare;
- creșterea căldurii cedate apei de răcire;
- supraîncălzirea motorului, evidențiată prin creșterea temperaturii cilindrului (d):
- funcționarea brutală, trepidantă a motorului;
- apariția unui zgomot metalic caracteristic, motiv pentru care, inițial, fenomenul de detonație a primit denumirea de *ciocănire* sau *bătăie de ardere* (spre a-l deosebi de *bătăile mecanice* provocate de jocurile dintre piese);
- durabilitate redusă a motorului, determinată de creșterea uzurii cilindrului la partea superioară (e) de supraîncălzirea pistonului (f) care duce la arderea sau chiar la spargerea lui, de uzura suplimentară a cuzinetilor, de fisurarea izolantului bujiei etc.

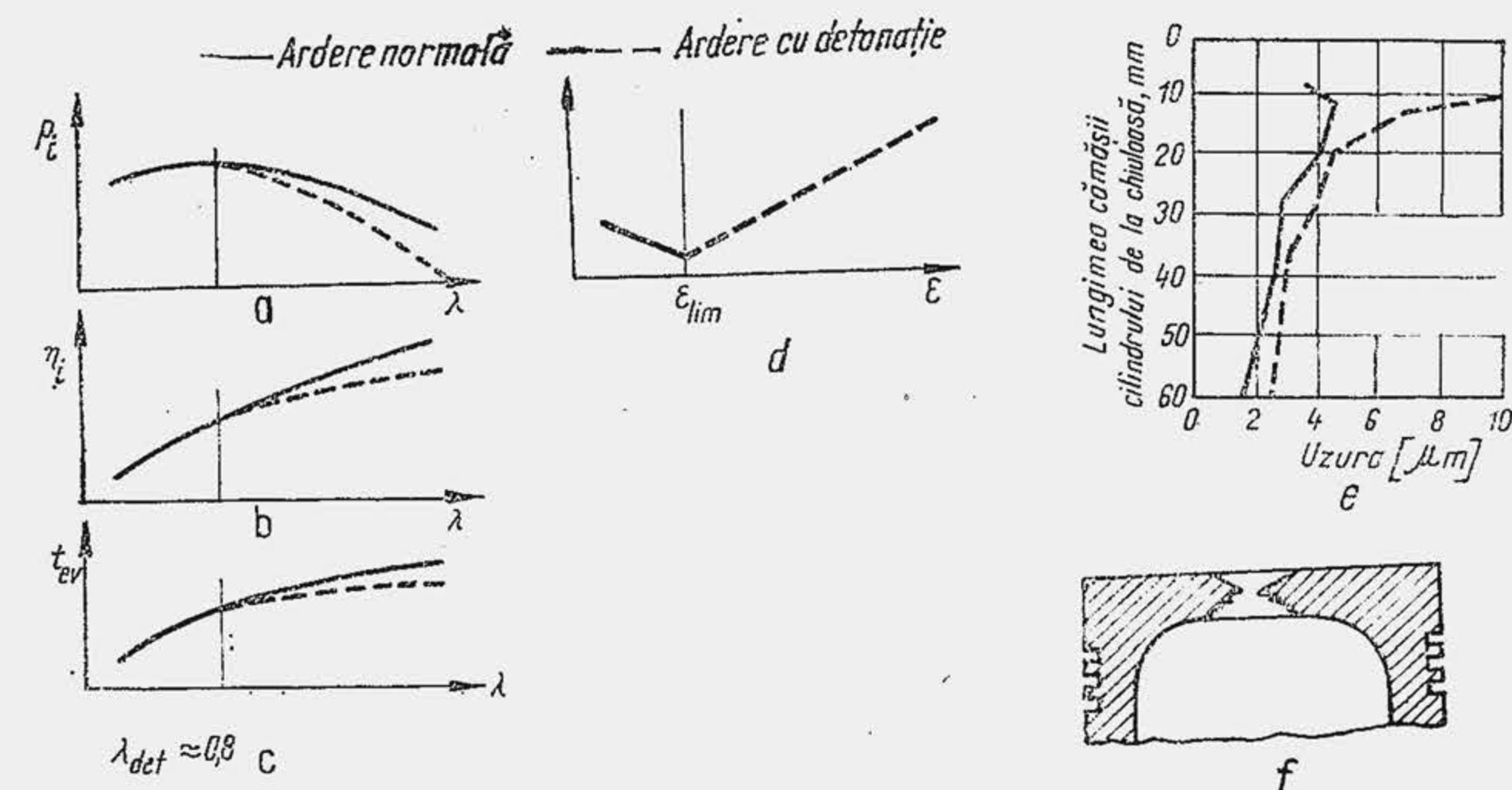


Fig. 5.9. Dependenta unor parametri de tipul de ardere.

#### 5.3.1. INVESTIGAȚIA EXPERIMENTALĂ

**Diagrama indicată.** În cazul arderii cu detonație, diagrama indicată prezintă trei particularități distincte (fig. 5.10) în comparație cu diagrama indicată în regim de ardere normală: 1) pînă la un moment dat (punctul D), curbele de presiune în cele două regimuri de ardere se suprapun, apoi apare o divergență importantă, cu o creștere bruscă, violentă, a presiunii în cazul arderii cu detonație, ceea ce permite să se conchidă că detonația reprezintă un fenomen care se manifestă numai în ultima parte a procesului de ardere; 2) după atingerea valorii maxime, presiunea înregistrează oscilații importante, care se amortizează treptat în cursa de destindere; 3) aria diagramei, în cazul arderii cu detonație este mai mică.

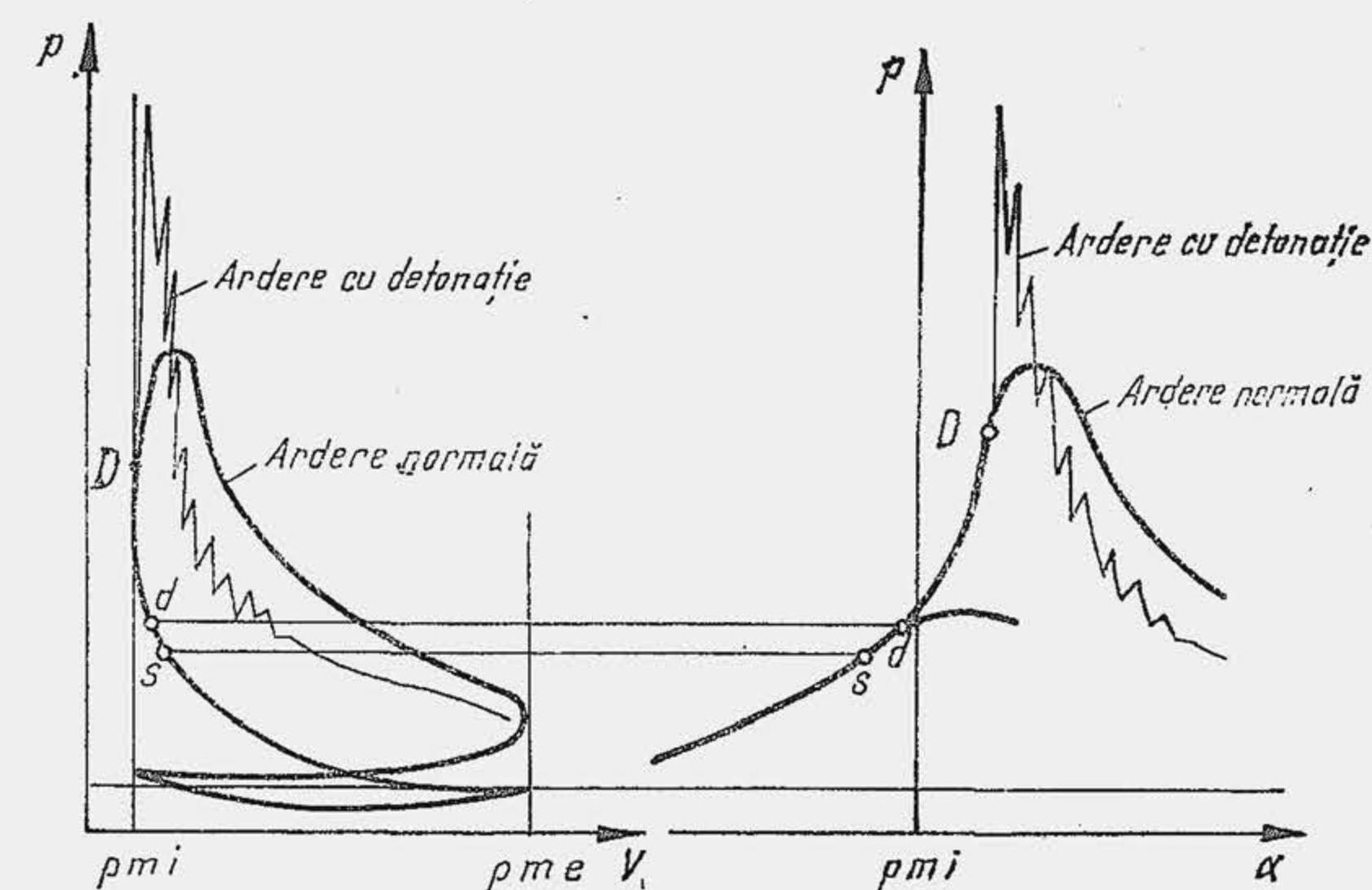


Fig. 5.10. Influența tipului de ardere asupra diagramei indicate.



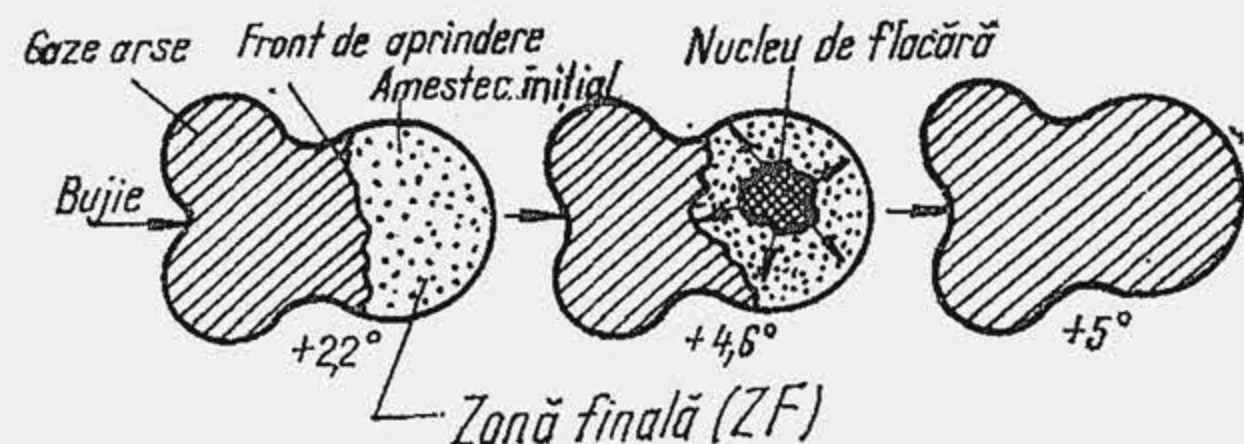


Fig. 5.11. Schema fotografiilor camerei de ardere la apariția detonației.

**Fotoînregistrări de ansamblu.** Prin această metodă de investigație se observă (fig. 5.11) că după o perioadă de deplasare normală a frontului de aprindere apare în fața lui, în amestecul din zona finală (ZF), un nucleu de flacără, care se dezvoltă și cuprinde amestecul din această zonă într-un timp excepțional de redus (mai puțin decât 1°RA).

**Fotoînregistrări continue.** Pe această cale s-a observat că, în cazul arderii cu detonație, către sfârșitul propagării normale, urma frontului de aprindere devine aproape verticală ca și cum viteza de propagare ar atinge valori considerabile de 1000...2000 m/s. Deoarece nu există flăcări care se propagă cu asemenea viteze, s-a presupus că este vorba de un aspect aparent al fenomenului.

**Analiza chimică a gazelor.** În figura 5.12 se arată comparativ compoziția chimică a gazelor din zona finală în cazul arderii normale și cu detonație. În al doilea caz se constată inițial prezența peroxizilor, apoi, după atingerea concentrației maxime, proporția acestora scade și apar în schimb aldehide, ca produse ale reacțiilor intermediare de oxidare.

### 5.3.2. TEORIA EXPLICATIVĂ A ARDERII CU DETONAȚIE

Prin ansamblul cercetărilor efectuate se evidențiază două laturi fundamentale ale fenomenului de detonație și anume: a) latura chimică, care constă în autoaprinderea amestecului inițial din fața frontului de aprindere; b) latura fizică, care constă în propagarea unor puternice oscilații de presiune.

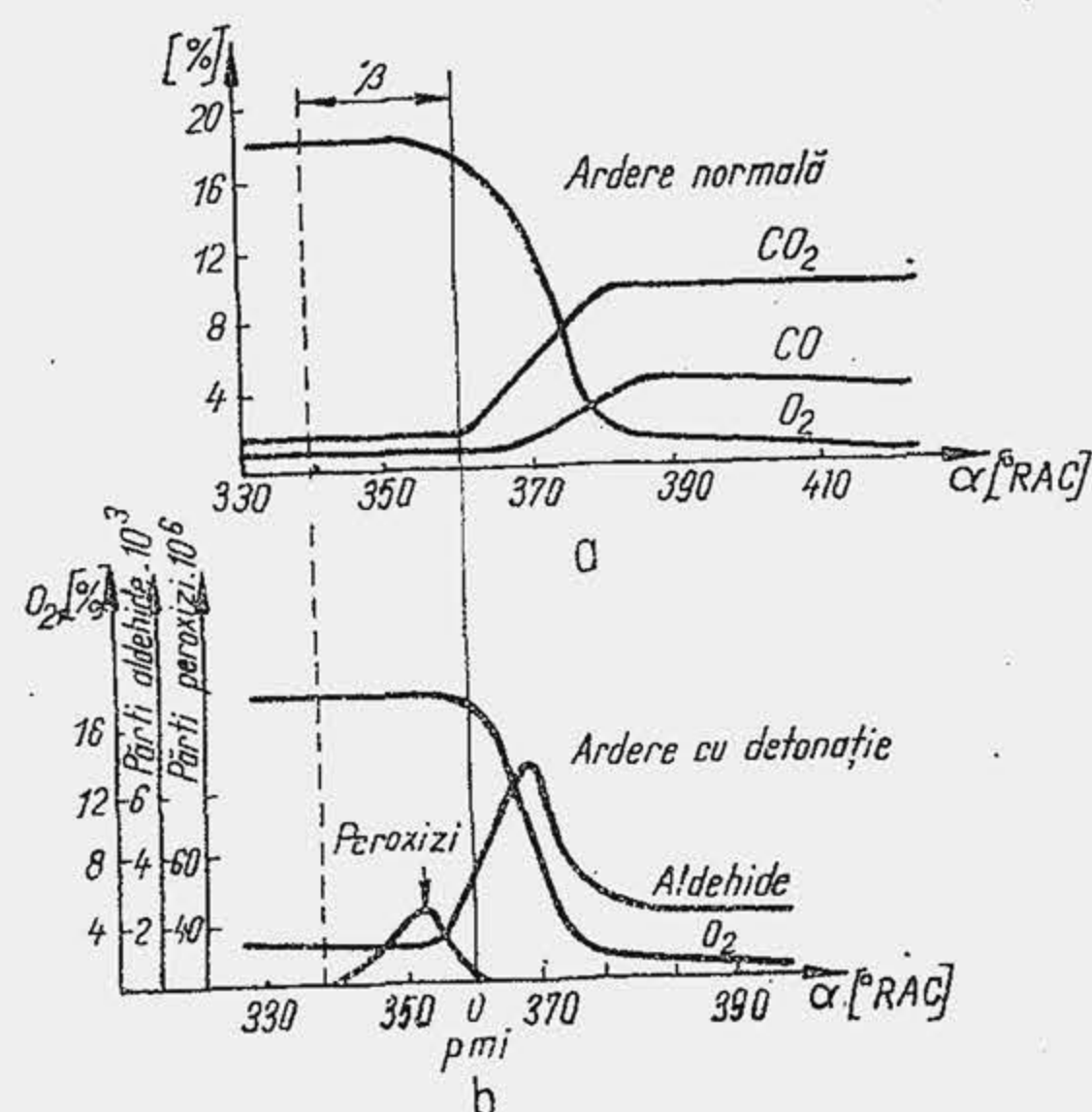


Fig. 5.12. Variația compoziției chimice a gazelor din amestecul inițial aflat în zona finală, în funcție de tipul arderii.

**Autoaprinderea amestecului din zona finală.** Mijloacele de investigație evidențiază prezența unor transformări chimice intense în amestecul din ZF. Prezența peroxizilor și aldehidelor în zona detonantă arată că detonația în motor este un fenomen chimic prin excelență, datorat proceselor specifice de oxidare, din fața frontului de aprindere. Autoaprinderea amestecului din ZF reprezintă un proces de autoaprindere polistadială, la temperaturi joase. Acumularea unei concentrații critice de peroxizi organici

determină descompunerea lor explozivă cu apariția flăcării reci evidențiată de radiația caracteristică a moleculelor excitate de formaldehidă și de prezența aldehidelor în probele de gaz. Din cauza neomogenității termice și mai ales chimice, în unul sau mai multe puncte, simultan sau succesiv, se creează condiții favorabile pentru apariția unui nucleu de flacără rece (FR, fig. 5.13, a) în amestecul din ZF care se propagă în restul amestecului inițial cu viteze de ordinul zecilor de m/s. Dacă perioada de inducție este suficient de redusă flacără rece reușește să cuprindă în întregime amestecul din ZF. Aceeași pregătire chimică și termică inegală a diferitelor volume de amestec determină apariția unui nucleu de flacără albastră (FA, fig. 5.13, b) care se propagă la rândul lui în amestec, cu o viteză sporită față de viteza de propagare a flăcării reci. În fine, flacără caldă (FC, fig. 5.13, c) care apare în amestecul din ZF sub forma unui nucleu sau în cazul unei detonații mai severe sub forma mai multor nuclee, se răspândește în amestecul inițial din fața frontului de aprindere cu viteze mult sporite (mișcarea accelerată a frontului) datorită pregătirii chimice prealabile a amestecului din ZF.

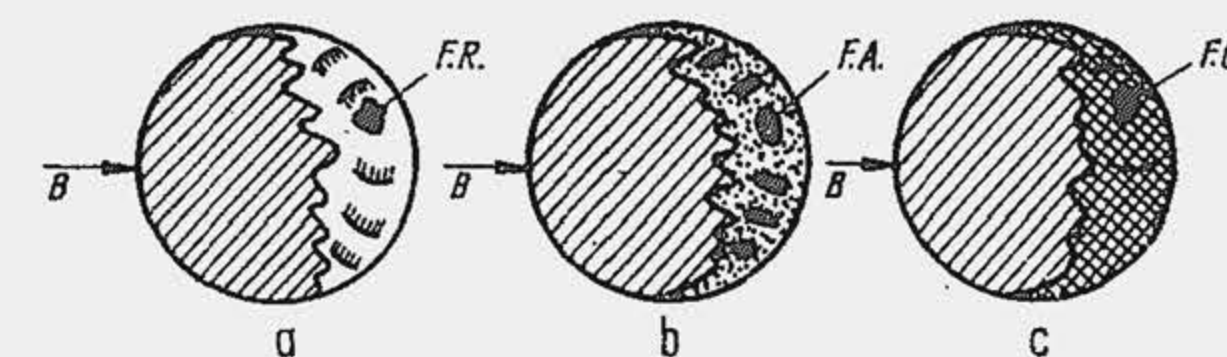


Fig. 5.13. Schema camerei de ardere pentru ilustrarea fenomenului de accelerare chimică a flăcării la detonație.

Accelerarea flăcărilor succesive a fost evidențiată pe cale experimentală, astfel încât propagarea flăcărilor în amestecul din ZF este substanțial diferită de propagarea flăcării turbulente într-un amestec, în care reacțiile chimice prealabile sînt absente. Ca urmare, se poate considera că vitezele mari de propagare care sînt atinse de flăcările polifazice sînt rezultatul unei accelerări chimice a flăcării, ceea ce face posibilă atât autoaprinderea într-un timp relativ scurt cît și apariția undelor de șoc și detonație.

**Formarea undelor de șoc și detonație.** Propagarea cu viteze foarte mari a flăcărilor din focarele de autoaprindere sugerează ideea că aici nu este vorba de o propagare propriu-zisă a unor flăcări, ci de o succesiune de autoaprinderi a unor volume învecinate de amestec. Autoaprinderea succesivă a unor volume importante—care echivalează cu propagarea cu mare viteză a flăcărilor—și destinderea acestora, determină un dezechilibru local de presiune; el este cauza apariției unei unde de șoc puternice care se propagă în amestecul din camera de ardere. Dacă unda de șoc este suficient de intensă, la reflectarea ei pe perete, temperatura și presiunea cresc atît de mult (reflexie fără schimbare de semn, astfel încît amplitudinile undelor incidentă și reflectată se adună) încît se produce aprinderea amestecului în frontul ei. Astfel, unda reflectată se transformă într-o undă de detonație în frontul căreia transformările chimice ale amestecului se termină aproape complet.

În concluzie, detonația în MAS este procesul chimic de autoaprindere polistadială la temperatură joasă a ultimei părți din amestec (amestecul din zona finală opusă bujiei) înainte ca flacără să fi parcurs în întregime camera de ardere. În amestecul din zona finală se propagă un tip deosebit de flacără, cu viteze aparente foarte mari. Această propagare rapidă, determinată de accelerarea chimică a flăcării, produce undele de șoc, care, dau naștere unei unde de detonație.



*Explicarea manifestărilor exterioare ale arderii cu detonație:*

1) datorită accelerării chimice a flăcării și arderii cu mare viteză a combustibilului în frontul undei de detonație, se degajă rapid o cantitate însemnată de căldură, care duce la creșterea presiunii maxime a gazelor și a vitezei de creștere a presiunii. Astfel, mersul brutal al motorului apare ca rezultat al aplicării cu șoc a forțelor de presiune a gazelor;

2) dezechilibrul local de presiune, propagarea undei de șoc și a celei detonante produc mișcările oscilante din masa gazelor. Aplicarea acestor unde pe pereții cilindrului produce sunetul metallic caracteristic (ciocănirea) prin intrarea în vibrație a cilindrului;

3) apariția fumului negru la eșapament se datorește disocierii care are loc în frontul undei de detonație datorită temperaturilor înalte din front. Disocierea ajunge până la formarea de carbon, care arde apoi parțial în destindere din cauza temperaturilor reduse, restul carbonului se evacuează cu gazele de ardere sub formă de funingine;

4) pierderile de căldură prin pereți cresc în urma contactului undelor de șoc și detonație cu pereții, care sporește coeficientul de convecție atât prin modificarea condițiilor de stare la perete cât și prin arderea sau pulverizarea peliculei de ulei care îndeplinea rolul unui strat izolant;

5) datorită pierderilor de căldură prin pereți și arderii incomplete, temperatura gazelor de evacuare este mai redusă;

6) arderea incompletă și pierderile de căldură micșorează randamentul și puterea motorului;

7) creșterea uzurii cilindrului este determinată de întreruperea filmului de ulei, care determină o frecare semilichidă până la uscată;

8) apariția undei de șoc și detonație precum și creșterea violentă de presiune explică deteriorările mecanice ale organelor motorului.

**Controlul arderii detonante.** Direcțiile principale, pe care se poate acționa pentru evitarea detonației, rezultă din condiția ca durata întârzierii la autoaprindere în zona finală  $(\tau_{aa})_{zf}$  să fie mai mare decât durata medie de propagare a frontului de aprindere  $\tau_f$ ,

$$(\tau_{aa})_{zf} > \tau_f, \quad (5.9)$$

deoarece în acest caz frontul de aprindere are timp să parcurgă în întregime fluidul motor înaintea declanșării nucleului detonant de flăcără. Cum  $(\tau_{aa})_{zf}$  se poate exprima, cel puțin calitativ, prin relația (4.69), iar  $\tau_f$  durata medie de propagare prin relația (5.2), inegalitatea (5.9) devine:

$$kp^{-m} e^{E/RT_{zf}} > \frac{l_f}{W_f}, \quad (5.10)$$

unde:  $p$ ,  $T_{zf}$  sînt mărimile de stare ale amestecului din ZF;  $E$  — energia de activare;  $l_f$  — drumul cel mai lung parcurs de frontul de aprindere;  $W_f$  — viteză medie a frontului de aprindere. Mărimile  $p$  și  $T_{zf}$  depind de gradul de comprimare a amestecului din ZF, determinat de gradul de creștere a presiunii în timpul arderii. La un moment dat  $\alpha$  (fig. 5.14), frontul de aprindere (FA) ocupă o poziție oarecare. Presiunea, care este uniformă în cilindru, atinge un nivel  $p$ , mai mare decât nivelul presiunii în punctul  $d$ . Amestecul inițial din zona finală are presiunea  $p$  și temperatura  $T_{zf}$  (temperatura amestecului inițial este diferită de temperatura gazelor de ardere, fluidul motor este neomogen termic). Se admite că amestecul inițial este comprimat adiabatic de la presiunea  $p_a$  la presiunea  $p$  și se aplică legea adiabatei,

ceea ce permite să se determine  $T_{zf}$  la un moment oarecare.

$$T_{zf} = T_a (p/p_a)^{1-1/k_{ai}}. \quad (5.11)$$

Temperatura maximă pe care o atinge ultima fracțiune de amestec din ZF este

$$T_{zfmax} = T_a (p_{max}/p_a)^{1-1/k_{ai}}. \quad (5.11 *)$$

**Exemplul numeric 5.3.** Să se determine  $T_{zfmax}$  pentru valorile:  $T_a = 630$  K,  $p_a = 12,4$  daN/cm<sup>2</sup>,  $p_y = 44,2$  daN/cm<sup>2</sup>.

**R.** Din relația (3.13 \*) rezultă  $k_{ai} = 1,627 - 64,7 \cdot 10^{-3} 630^{0,25} + 0,06(0,9 - 1) = 1,2969$ .  $T_{zfmax} = 630(44,2/12,4)^{0,2969} = 843$  K.

Întrucît presiunea și temperatura în momentul declanșării detonației sînt variabile, înclinarea la detonație se apreciază prin presiunea maximă și temperatura  $T_{zfmax}$  care se ating în ciclul fără detonație. Atunci  $p$  și  $T_{zf}$  din relația (5.10) se apreciază prin  $p_{max}$ , prin  $p_{max}/p_a$  și prin  $T_a$ .

Oricare dintre modificările care întărește inegalitatea (5.10) limitează sau elimină detonația, de aceea inegalitatea (5.10) evidențiază următoarele direcții principale de combatere a detonației:

1) micșorarea drumului  $l_f$  parcurs de frontul de aprindere (camere de ardere compacte, alezaje reduse, bujie plasată central etc.);

2) mărirea vitezei medii de propagare a frontului de aprindere  $W_f$  prin intensificarea turbulenței (camere de ardere cu praguri în piston sau chiu-lasă, viteze mari de curgere prin orificiul oferit de supapă etc.);

3) micșorarea gradului de comprimare a amestecului din zona finală prin reducerea presiunii maxime din ciclu;

4) limitarea încălzirii amestecului din zona finală (reducerea temperaturii  $T_a$  care depinde de rîndul ei de temperatura  $T_a$ , de  $\varepsilon$ , de momentul declanșării scînteii, de încălzirea locală a amestecului din ZF în contact cu un punct fierbinte — calamină incandescentă, perete insuficient răcit);

5) mărirea energiei de activare a combustibilului prin utilizarea unui combustibil cu rezistență mare la autoaprindere, deci cu cifră octanică ridicată (hidrocarburi aromate sau izoparafinice, adaosuri de inhibitori).

Odată apărută, detonația se diferențiază după intensitatea ei, de care depinde natura și nivelul consecințelor pe care le produce. Intensitatea detonației  $ID$  (definită pe o scară relativă: detonație incipientă, ușoară, medie, severă, foarte severă) depinde de masa de amestec inițial din zona finală  $m_{zf}$  care intră în detonație. Dacă  $m$  este masa de fluid motor pe ciclu, cu notațiile din figura 5.14, rezultă  $m = m_{ga} + m_{ai}$  unde  $m_{ga}$  este masa de gaze de ardere, iar  $m_{ai}$  — masa de amestec inițial. Analog,  $V = V_{ga} + V_{ai}$ ,  $V$  fiind volumul momentan. La detonație  $m_{ai} = m_{zf}$ . Se exprimă masa de gaze pe baza ecuației de stare:  $m = p_a V_a / R_a T_a$ ;  $m_{zf} = p V_{ai} / R_{ai} T_{zf}$ . Masa relativă

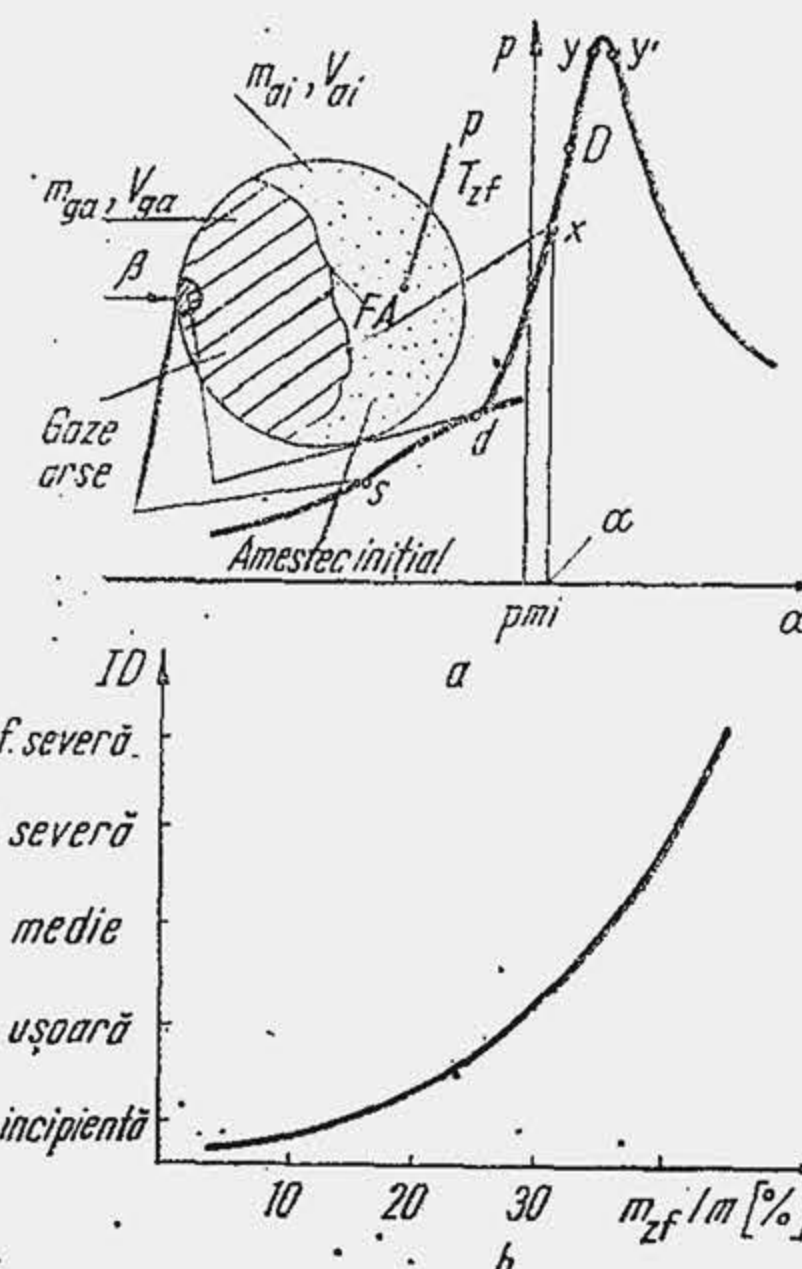


Fig. 5.14. Corelarea stării fluidului motor cu diagrama indicată la detonație (a) și dependența detonației de masa relativă din zona finală.



de amestec din  $ZF$  este definită de relația:

$$\frac{m_{zf}}{m} = \frac{V - V_{ga}}{V_a} \cdot \frac{p}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_{zf}},$$

iar pe baza relației (5.11) rezultă

$$\frac{m_{zf}}{m} = \frac{V - V_{ga}}{V_a} \cdot \left( \frac{p}{p_a} \right)^{1/k_{ai}}. \quad (5.12)$$

O bună aproximație o oferă relația

$$\frac{m_{zf}}{m} = \frac{p_y - p}{p_y - p_a} \quad (5.12^*)$$

Legătura dintre intensitatea detonației ( $ID$ ) și masa relativă  $m_{zf}/m$  este arătată în figura 5.14, b. Pentru a reduce intensitatea detonației — în unele cazuri proiectarea admite o detonație incipientă care nu are consecințe importante — este necesar să se micșoreze masa  $m_{zf}$ , trebuie să se limiteze raportul de creștere a presiunii în timpul arderii și să se mărească volumul de gaze de ardere  $V_{ga}$ , cuprins de frontul de aprindere pînă în momentul apariției detonației. Principal, camera de ardere  $A$  (v. fig. 4.53) satisface mai bine acest deziderat, deși ea conduce și la o creștere mai rapidă de presiune; sporirea lui  $V_{ga}$  are un efect preponderent.

#### 5.4. ARDEREA ÎNȚIATĂ DE APRINDERI SECUNDARE

**Manifestări exterioare.** S-a constatat mai de mult că, chiar dacă se întrerupe declanșarea scînteii electrice, un motor puternic încălzit funcționează în continuare într-un mod neregulat. Această împrejurare a sugerat ideea că funcționarea motorului este posibilă deoarece în camera de ardere au apărut surse noi de aprindere care au fost numite surse secundare, iar fenomenul a fost denumit *ardere cu aprinderi secundare*.

Există o mare asemănare între manifestările exterioare ale arderii cu detonație și ale arderii cu aprinderi secundare, de aceea, uneori devine dificilă recunoașterea cauzei funcționării anormale a motorului. Totuși, dacă la întreruperea scînteii electrice funcționarea motorului încetează brusc, se poate conchide că manifestările anormale sînt produse de detonație, deoarece aceasta nu are loc decît cu condiția propagării unui front normal de aprindere.

**Investigația experimentală.** Experiența arată că aprinderea secundară poate avea loc înainte de producerea scînteii — în care caz se numește *preaprindere*, sau după producerea scînteii — în care caz se numește *postaprindere*. Sursele de aprindere secundară (SAS) inițiază fronturi de aprindere care se propagă în camera de ardere (fig. 5.15, a și b), în paralel cu frontul normal de aprindere sau înaintea lui. La motoarele cu rapoarte mari de comprimare ( $\epsilon > 9$ ) aprinderile secundare capătă aspecte mai complicate prin

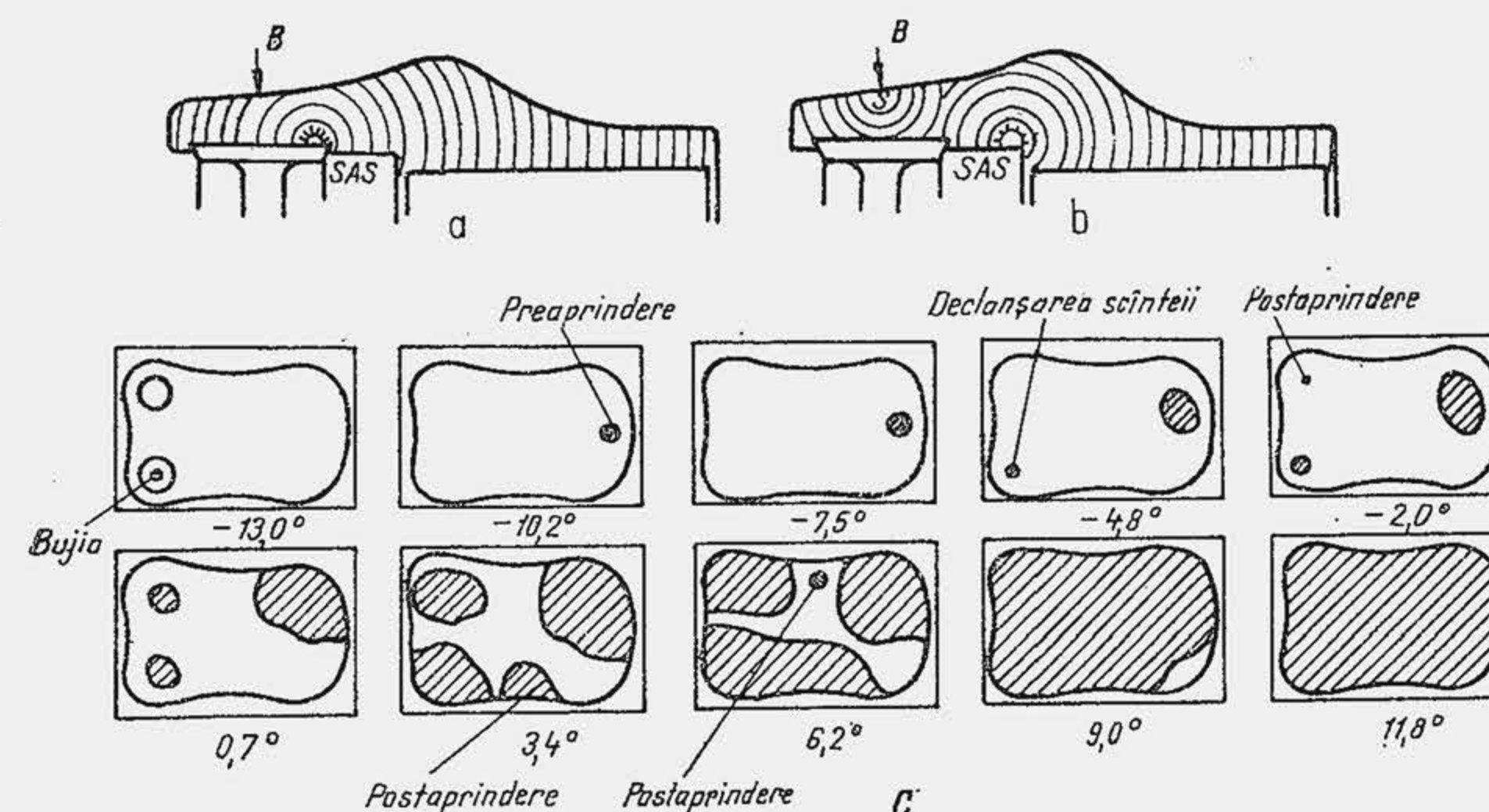


Fig. 5.15. Schema fotografiilor camerei de ardere la apariția aprinderilor secundare.

apariția mai multor focare de aprinderi secundare, evidențiate de fotoînregistrările de ansamblu (c), unele focare fiind inițiate înainte de producerea scînteii, altele după declanșarea ei.

Arderea cu aprinderi secundare determină o modificare importantă a diagramei indicate. În cazul unei preaprinderi cu avans mare, diagrama indicată poate avea forma din figura 5.16, a, din care se vede că arderea se termină puțin înaintea  $p_{mi}$ . Când aprinderile secundare produc fronturi secundare ale flăcării (și mai ales atunci cînd sînt multiple), se înregistrează o creștere rapidă a presiunii maxime a gazelor (fig. 5.16, b). Pentru  $\epsilon = 12$  s-au înregistrat, în cazul arderii cu aprinderi secundare, viteze de creștere a presiunii de 12 daN/cm<sup>2</sup> °RA și presiuni maxime de circa 120 daN/cm<sup>2</sup>.

**Mecanismul aprinderilor secundare.** Sursele de aprinderi secundare pot fi multiple: calamina ajunsă în stare de incandescență, suprafețele sau punctele calde ale bujiei, supapei de evacuare, pistonului etc. Aprinderea amestecului de la un punct cald are loc printr-un mecanism de tipul autoaprin-

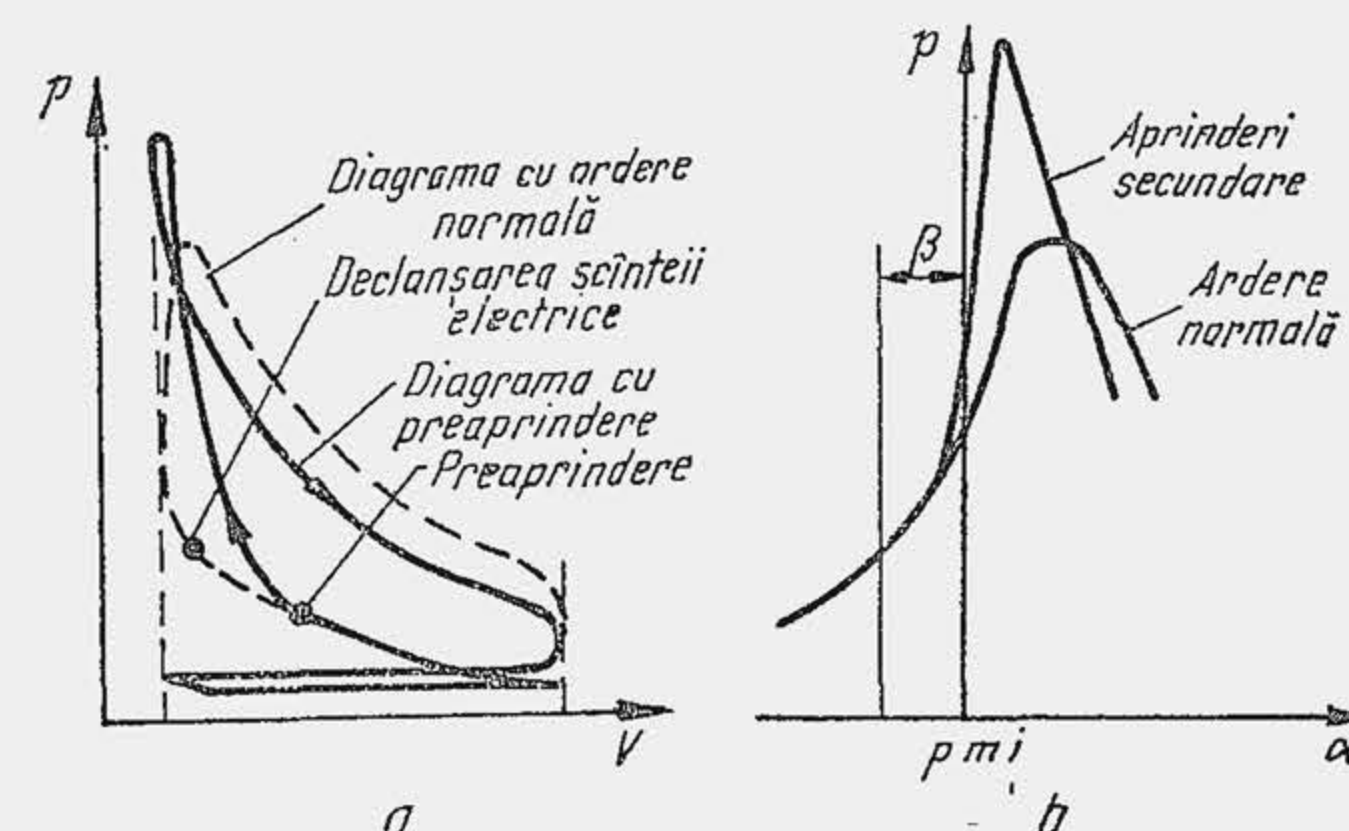


Fig. 5.16. Diagrama indicată pentru diferite tipuri de aprindere secundară.



derii monostadiale, la temperatură înaltă. Se distinge temperatura suprafeței fierbinți  $T_{sup}$  și temperatura superficială de aprindere a amestecului  $T_{sa}$ , care este o caracteristică a combustibilului. Dacă  $T_{sa} \leq T_{sup}$  are loc o explozie cu formarea unui nucleu de flacără; dacă  $T_{sa} > T_{sup}$  autoaprinderea nu mai are loc. Funcționarea cu detonație a motorului poate ușura apariția fenomenului de ardere cu aprinderi secundare, iar acesta, la rândul lui, poate provoca apariția detonației. Această condiționare reciprocă se explică astfel: în cazul detonației, intensificarea transferului de căldură la pereți duce la supraîncălzirea acestora, ceea ce înlesnește producerea de suprafețe locale fierbinți. În cazul arderii cu aprinderi secundare, apariția detonației este ușurată de preaprinderi care produc o creștere importantă a raportului de presiuni  $p/p_a$ .

O caracteristică a aprinderilor secundare constă în aceea că fenomenul este eratic. Reducerea puterii și economicității motorului, precum și funcționarea lui brutală, în cazul arderii cu aprinderi secundare, apar ca rezultat al perturbării procesului normal de ardere, echivalent cu modificarea avansului la producerea scînteii electrice față de valoarea optimă (v. 5.5.2).

## 5.5. INFLUENȚE ASUPRA ARDERII ÎN MAS

### 5.5.1. INFLUENȚELE FACTORILOR DE STARE

**Turbulența.** Influența turbulenței asupra vitezei de propagare a fost pusă în evidență pe motor, pentru prima dată de J. Clark în 1912 prin ridicarea diagramei indicate a unui ciclu dezvoltat pe șase curse ale pistonului. În acest ciclu, scînteia nu se declanșează după cursele normale de admisiune și comprimare. Pistonul mai parcurge încă două curse suplimentare, o cursă de destindere și o cursă de comprimare la sfîrșitul căreia are loc, în fine, declanșarea scînteii electrice; urmează apoi cursele de destindere și evacuare. Diagrama indicată prezintă o particularitate importantă (fig. 5.17); în timpul arderii presiunea rămîne aproape constantă și nu depășește practic nivelul de la sfîrșitul cursei de comprimare. Această particularitate este determinată de desfășurarea lentă a arderii, ca urmare a reducerii sensibile a vitezei de propagare a frontului de aprindere, cauzată la rîndul ei de amortizarea turbulenței, în cele două curse suplimentare (v. par. 4.3.2).

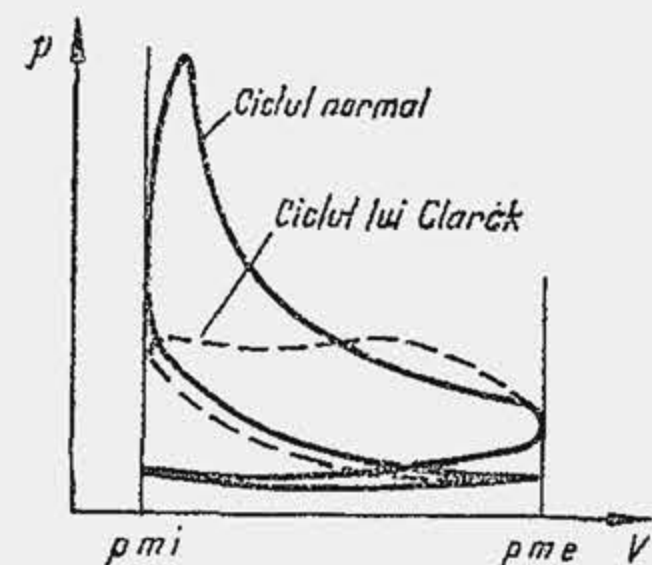


Fig. 5.17. Diagrama indicată a unui ciclu normal și a unui ciclu efectuat în șase curse.

Viteza medie de propagare a frontului de aprindere crește liniar cu viteza medie a fluidului proaspăt prin orificiul oferit de supapa de admisiune (fig. 5.18). Viteza  $\bar{W}_{sa}$  este proporțională cu turația (relația 2.53) deci  $\bar{W}_f \sim n$ . S-a arătat că intensitatea turbulenței  $W'$  este la rîndul ei proporțională cu turația (v. fig. 4.17), de unde rezultă că  $\bar{W}_f \sim W'$ . Dacă se substituie proporți-

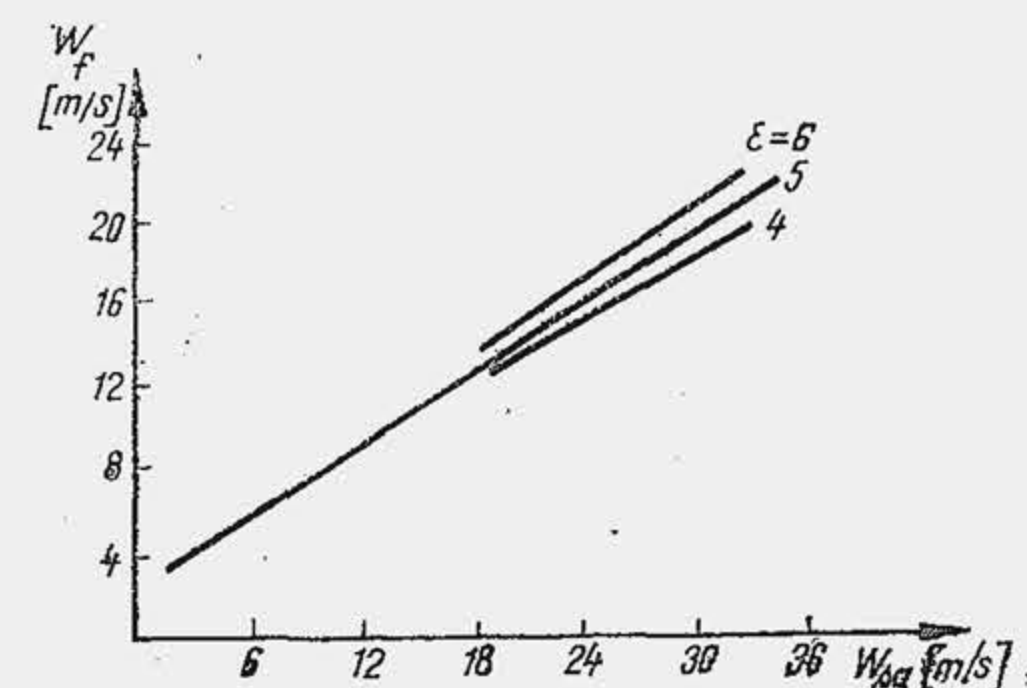


Fig. 5.18. Influența vitezei fluidului proaspăt prin orificiul oferit de supapa SA asupra vitezei frontului de aprindere.

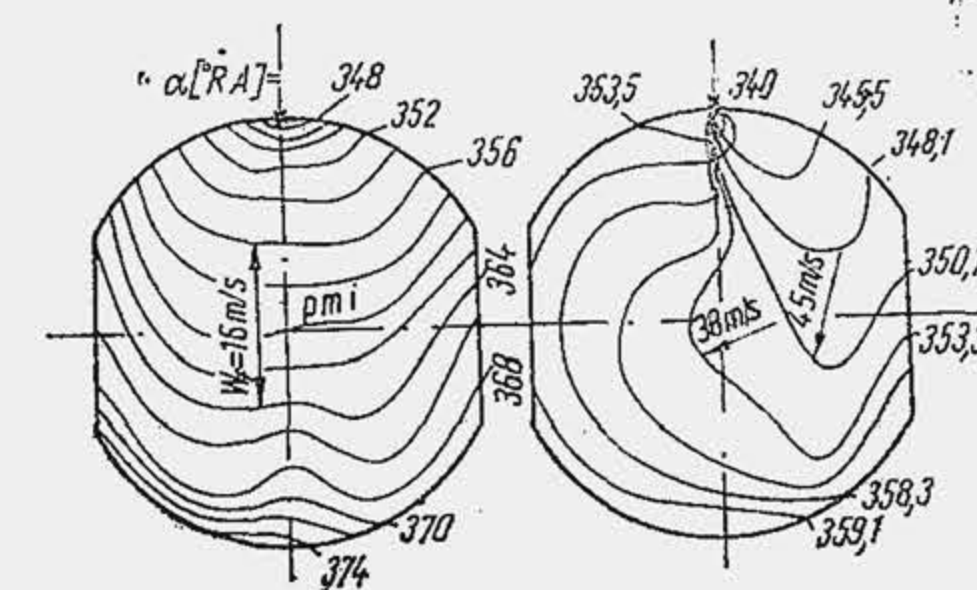


Fig. 5.19. Influența mișcării de rotație a fluidului motor asupra vitezei frontului de aprindere.

onalitatea  $\bar{W}_f \sim n$  în (5.4) rezultă că  $\Delta\alpha_p$  este practic independent de turație. Această realitate are o semnificație deosebită, deoarece a permis mărirea nelimitată a turației la MAS, fără a afecta durata propagării, deci în parte randamentul indicat al motorului.

Intensificarea turbulenței duce la micșorarea intensității detonației deoarece se amplifică viteza medie de propagare  $\bar{W}_f$  (v. rel. 5.10). Totodată este probabil că turbulența mai intensă împiedică formarea unei concentrații locale critice de peroxizi și deci frînează apariția flăcărilor reci în amestecul final.

**Mișcarea de rotație** a fluidului proaspăt în cilindru are influențe favorabile asupra propagării flăcării. Fotoînregistrările arată că în acest caz, viteza  $\bar{W}_f$  crește de 2...2,5 ori, iar durata propagării  $\Delta\alpha_p$  se reduce la jumătate (fig. 5.19). Acest fapt prezintă interes deoarece o anumită mișcare de rotație se obține la un motor de serie numai prin poziția excentrică a supapei de admisiune (v. par. 4.3.4).

**Calitatea amestecului.** O realitate fundamentală, caracteristică unui MAS este aceea că presiunea medie indicată și randamentul indicat variază cu calitatea amestecului în mod distinct și anume, valoarea maximă a presiunii medii indicate se înregistrează în domeniul amestecurilor bogate, iar valoarea maximă a randamentului indicat se înregistrează în domeniul amestecurilor sărace (fig. 5.20). Întrucît puterea este proporțională cu  $p_i$  (v. rel. 1.12) iar consumul specific de combustibil este invers proporțional cu  $\eta_i$  (v. rel. 1.34) rezultă că un motor cu aprindere prin scînteie dezvoltă puterea maximă pentru un coeficient de dozaj care este diferit de acela la care dezvoltă economicitatea maximă. Amestecul bogat pentru care motorul dezvoltă puterea maximă se numește *amestec de putere* (dozaj de putere) și se caracterizează prin coeficientul de dozaj al aerului  $\lambda_p$  (sau coeficientul de dozaj al combustibilului  $\tilde{\lambda}_p$ ); amestecul pentru care motorul dezvoltă randamentul maxim se numește *amestec economic* (dozaj economic) și se caracterizează prin coeficientul  $\lambda_{ec}$  sau  $\tilde{\lambda}_{ec}$  (v. rel. 1.9).

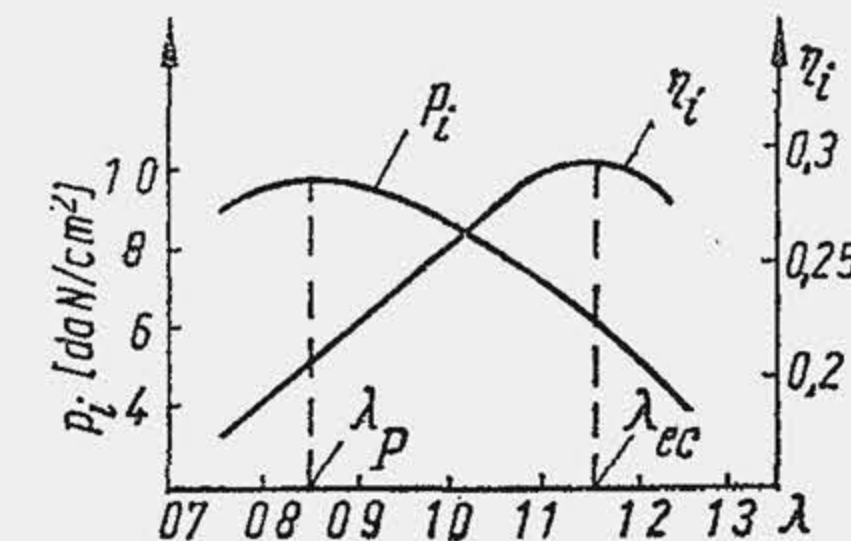


Fig. 5.20. Influența coeficientului de dozaj al aerului asupra presiunii medii și randamentului indicat.



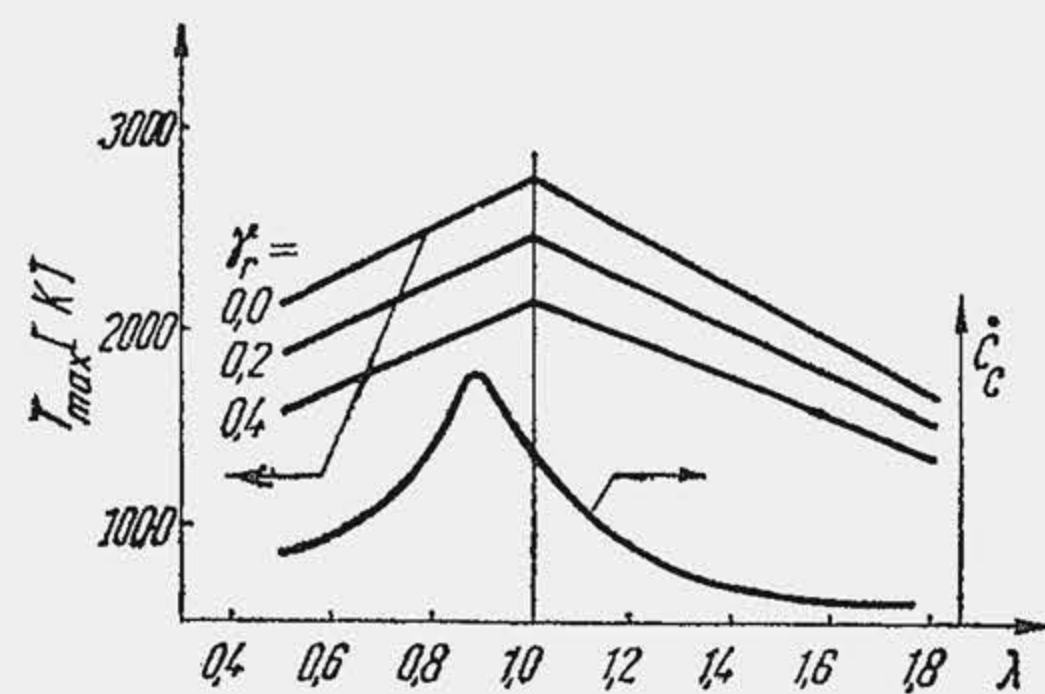


Fig. 5.21. Influența coeficientului de dozaj al aerului asupra temperaturii și vitezei de reacție a combustibilului.

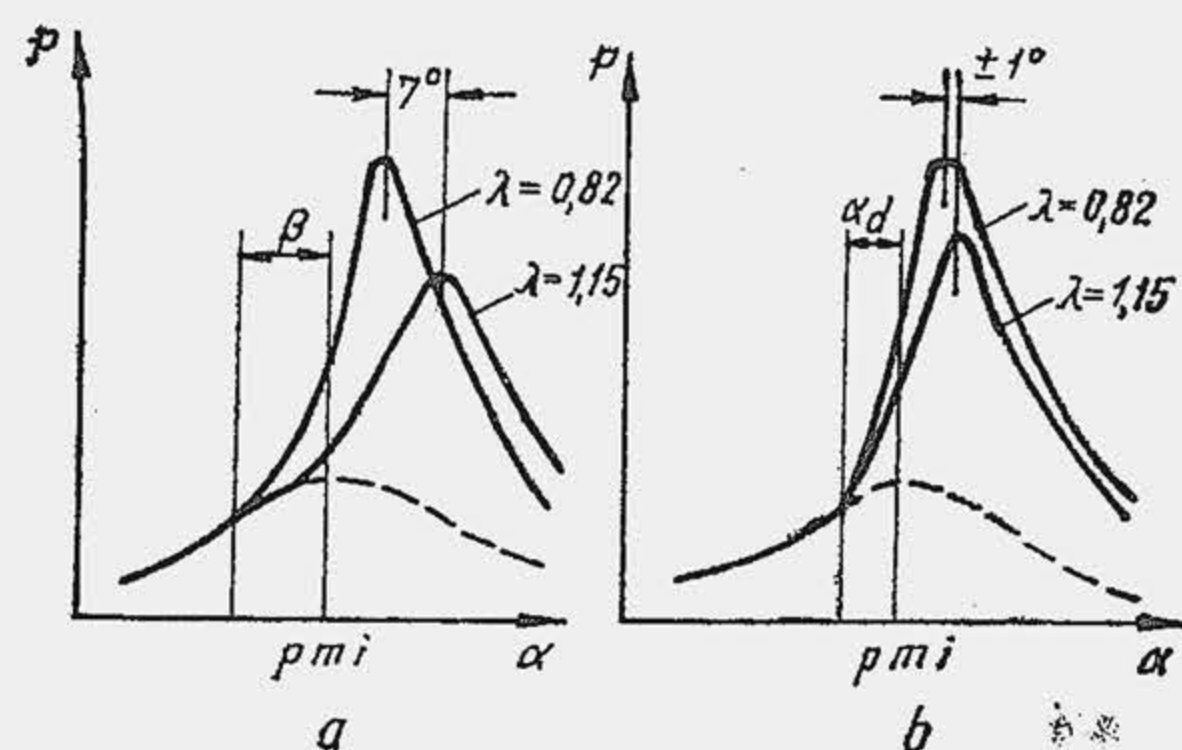


Fig. 5.22. Influența calității amestecului și a momentului declanșării scintei asupra variației presiunii în perioada arderii.

Faptul că  $\lambda_p$  nu coincide cu  $\lambda_{ec}$  are o deosebită importanță pentru practică, de aceea trebuie examinat îndeaproape.

Teoretic,  $\eta_{imax}$  și  $\phi_{imax}$  trebuie să se realizeze pentru  $\lambda = 1$ , deoarece în acest caz temperatura din ciclul termic atinge valoarea cea mai mare (fig. 5.21). Când  $\lambda > 1$  din relația (3.1) rezultă că  $T_{max}$  scade deoarece puterea calorică a amestecului  $Q_{iam} = Q_i / (1 + \lambda L_{min})$  se micșorează. Când  $\lambda < 1$  în expresia (3.1) se substituie  $Q_i$  cu  $Q_{in}$  din relația (4.48), deoarece arderea e incompletă și se degajă mai puțină căldură; în acest caz, la scăderea lui  $\lambda$ , variază simultan și numărătorul și numitorul expresiei (3.1), dar în ansamblu  $T_{max}$  se micșorează. Viteza de reacție a combustibilului  $\dot{C}_c$  se modifică și ea cu dozajul dar atinge un maxim în domeniul amestecurilor bogate, ceea ce are consecințe hotărâtoare asupra presiunii maxime din ciclu (fig. 5.22). Legătura dintre cele două mărimi este determinată în esență de intensificarea reacției chimice din flacăra turbulentă. Astfel, în cazul amestecurilor bogate (pentru care  $\dot{C}_c = \dot{C}_{cmax}$ ) durată transformărilor chimice din flacăra turbulentă se reduce ( $\Delta\alpha_1 < \Delta\alpha_2$ ) ceea ce înseamnă o reducere a grosimii zonei de ardere din flacăra (fig. 5.23).

Cu toate că nu există informații experimentale directe privind dependența fazei finale a procesului de ardere de calitatea amestecului, această dependență poate fi judecată prin intermediul grosimii zonei de reacție din flacăra. Astfel, dacă prin îmbogățirea amestecului scade grosimea flăcării, rezultă că după ce frontul de aprindere ajunge la perete, rămâne mai puțin combustibil care arde în faza finală. Această realitate este evidențiată

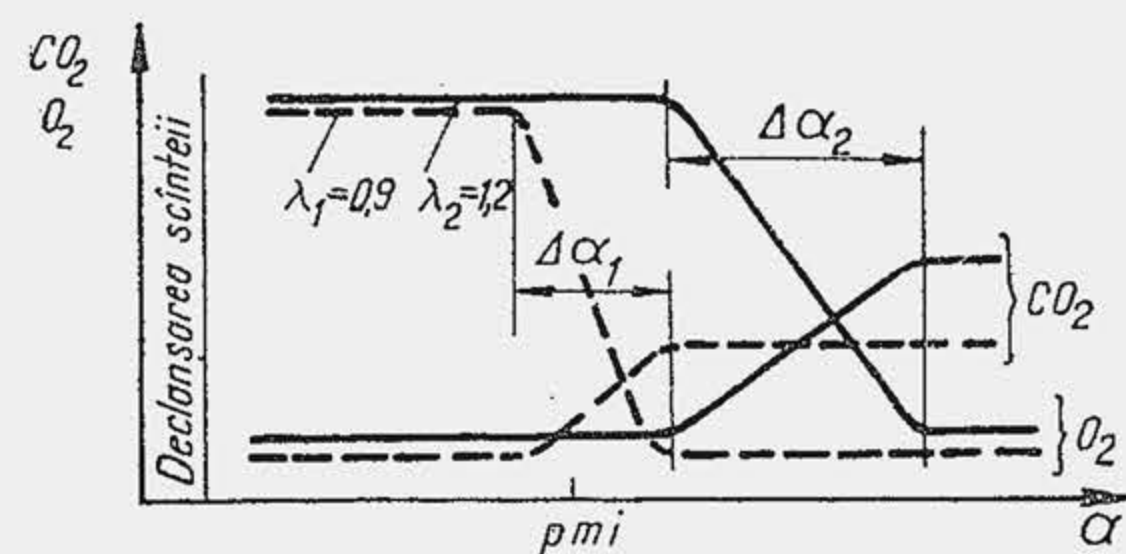


Fig. 5.23. Modificarea concentrației unor substanțe în dreptul supapei de prelevare, în funcție de calitatea amestecului.

și de caracteristicile de degajare a căldurii de reacție, care arată că  $\xi_y$  (fracțiunea din  $Q_{dis}$  care arde pînă se atinge presiunea maximă, la  $\alpha = \alpha_y$ ) este cu circa 20% mai mare în cazul amestecurilor bogate, de  $\lambda = \lambda_p$ . Întrucît se degajă mai multă căldură în faza arderii rapide arderea se dezvoltă într-o măsură mai mare în condiții de variație minimă a volumului, în jurul  $p_{mi}$  și se apropie în mai mare măsură de o evoluție

izocoră, care conduce la un nivel mai ridicat al presiunii maxime; aria diagramei indicate crește (crește  $\eta_i$  din relația 1.27), iar lucrul mecanic specific este mai mare,  $\phi_i = \phi_{imax}$ .

Realizarea unei presiuni maxime mai ridicate pentru  $\lambda = \lambda_p$  este determinată de un fapt suplimentar, cu pondere mai mică și anume de fenomenul de dilatație molară, ilustrat de creșterea coeficientului  $\mu_c$  odată cu îmbogățirea amestecului (v. fig. 4.41). Dacă  $\lambda$  scade în continuare ( $\lambda < \lambda_p$ ), devine preponderent fenomenul de ardere incompletă iar  $\phi_i$  începe să scadă.

Fenomenul de ardere incompletă este hotărîtor și pentru variația randamentului indicat, care este, după relația (1.27)  $\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{in}$ . Pentru  $\lambda = \lambda_p$ , într-un ciclu real, apar două tendințe opuse: pe de o parte randamentul termic al ciclului  $\eta_t$  tinde să crească, întrucît aria diagramei indicate se amplifică, pe de altă parte  $\eta_{in}$  tinde să scadă, deoarece se eliberează mai puțină căldură. Ultima tendință este preponderentă, de aceea, când  $\lambda$  crește începînd de la valorile mici ( $\lambda = 0,6 \dots 0,7$ ),  $\eta_i$  crește continuu. Faptul că  $\eta_i$  atinge valoarea maximă pentru  $\lambda > 1$ , reprezintă o particularitate specifică MAS-ului. Teoretic, când  $\lambda > 1$ ,  $\eta_{in} = 1$ , arderea fiind completă, iar  $\eta_t$  tinde să scadă, deoarece temperatura maximă din ciclu se micșorează. Faptul că  $\eta_i$  crește arată că în ciclul real,  $\eta_{in}$  nu atinge valoarea maximă pentru  $\lambda = 1$ , ci pentru  $\lambda > 1$  ceea ce se explică astfel: cu toate că în MAS amestecul combustibil-aer atinge un mare grad de omogenitate, apar totuși zone locale în care predomină lipsa sau excesul de oxigen (fig. 5.24), determinate de amestecarea imperfectă pe conducta de admisiune; ca urmare, valoarea măsurată a lui  $\lambda$  reprezintă o valoare medie ( $\bar{\lambda}$ ) globală; deși în ansamblu există oxigen suficient (de exemplu, pentru  $\bar{\lambda} = 1$ ) lipsa locală de oxigen ( $\lambda_i < 1$ ) nu permite realizarea arderii complete, cînd frontul de aprindere parcurge zonele în cauză; amestecarea fiind aproape exclusă, deși  $\bar{\lambda} = 1$ , arderea rămîne incompletă.

De aceea, pentru a preveni arderea incompletă se mărește valoarea medie a coeficientului de dozaj al aerului ( $\bar{\lambda} > 1$ ), astfel încît fluctuațiile locale să nu conducă în nici o zonă din camera de ardere la valori  $\lambda_i < 1$ . În acest fel se asigură eliberarea completă a energiei chimice a combustibilului,  $\eta_{in} = 1$  iar  $\eta_i = \eta_{imax}$  pentru  $\lambda = \lambda_{ec}$ .

Realizarea lui  $\eta_{imax}$  în domeniul dozajelor sărace este determinată și de alți factori. La mărirea lui  $\lambda$  ( $\lambda > 1$ ) crește durata de ardere, deoarece se extinde zona de reacție din flacăra turbulentă (fig. 5.23), ceea ce intensifică fenomenul de ardere întîrziată și se reduce viteza de degajare a căldurii de reacție  $\dot{\xi}$  în faza arderii rapide. Presiunea maximă din ciclu se micșorează,  $\eta_i$  tinde să se micșoreze și odată cu el și  $\eta_t$ . Pînă la  $\lambda = \lambda_{ec}$  este predominantă creșterea lui  $\eta_{in}$  (practic  $\eta_{in} = 1$ ). Apoi efectul de reducere a temperaturii maxime la creșterea lui  $\lambda$  (v. fig. 5.21) se exercită direct asupra lui  $\eta_t$  și deci produce reducerea lui  $\eta_i$ .

La sărăcirea amestecului crește proporția de gaze biatomice (azot și oxigen) din gazele arse. Întrucît ele au o căldură specifică mai mică, pierderile

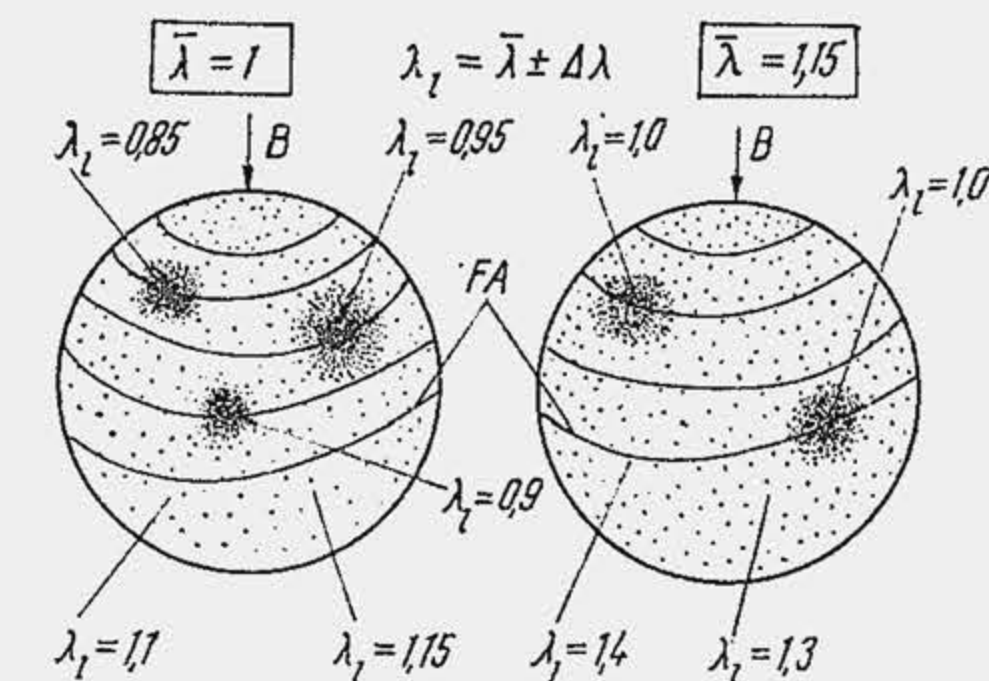


Fig. 5.24. Schemă pentru ilustrarea abaterilor locale din camera de ardere de la coeficientul mediu de dozaj, determinat de carburator.



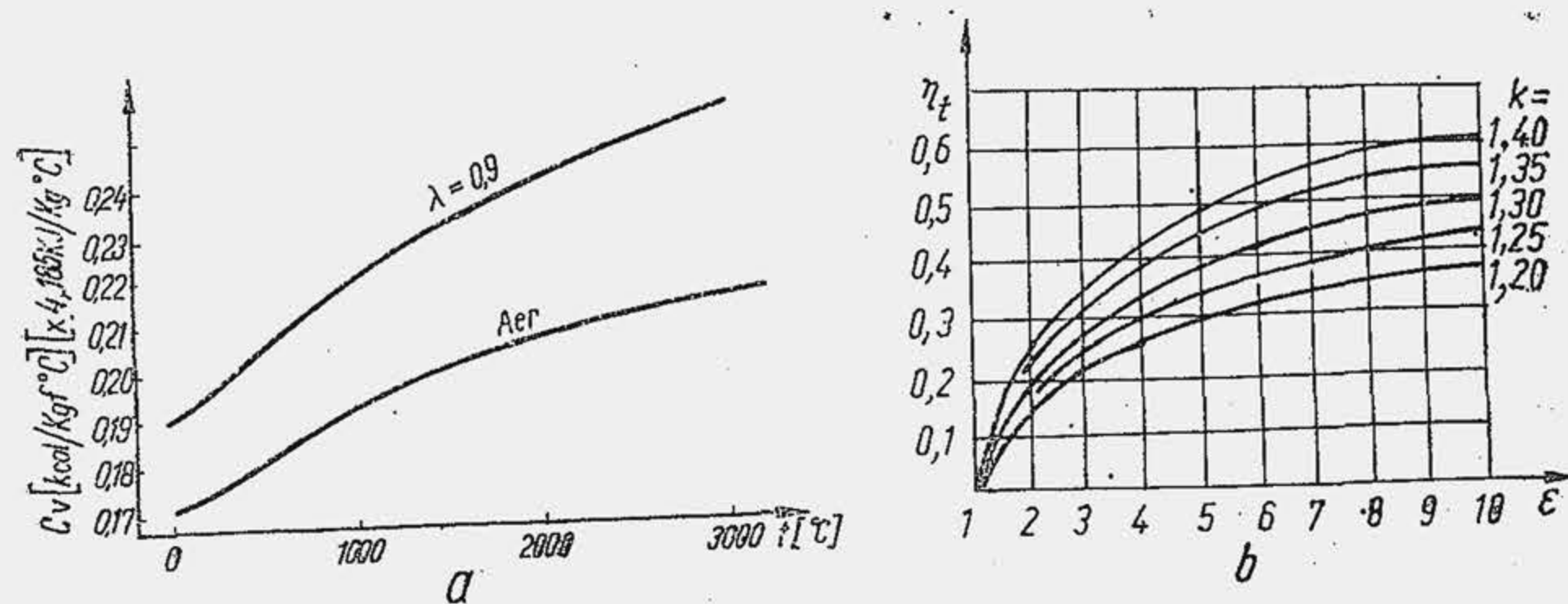


Fig. 5.25. Dependenta caldurii specifice (a) și randamentului (b) de temperatură, raport de comprimare și coeficientul de dozaj al aerului.

de căldură prin gazele de evacuare se vor micșora. Din aceeași cauză, temperaturile maxime din ciclu trebuie să crească. Faptul că utilizarea amestecurilor sărace, ca fluid motor, trebuie să conducă la o creștere a randamentului, se evidențiază și de către formula (3.4) dacă se ține seama de variația exponentului adiabatic cu compoziția. Întrucât  $k = 1 + 8,314/C_v$ , iar căldura specifică a aerului este mai mică decât căldura specifică a amestecului (fig. 5.25) rezultă că valoarea medie a lui  $k$  crește cu sărăcirea amestecului, deci  $\eta_t$  este mai mare pentru amestecurile sărace. Aceste fapte trezesc interesul pentru utilizarea unor amestecuri foarte sărace. Realizarea acestui

deziderat întâmpină dificultăți: în primul rând mărirea exagerată a coeficientului de dozaj al aerului, nu este posibilă din cauza limitei inferioare de aprindere ( $\lambda_2 \approx 1,4$ , v. par. 4.6); în al doilea rând se menționează apariția instabilității procesului de aprindere și ardere la sărăcirea amestecului, ceea ce accentuează fenomenul de dispersie ciclică.

Fenomenul de dispersie ciclică constă din ireproductibilitatea fazelor de ardere din ciclurile succesive ale unui motor cu ardere internă. Dispersia ciclică se urmărește pe diagrama  $p - \alpha$  fie prin suprapunerea diagramelor indicate desfășurate din ciclurile succesive (fig. 5.26, a), fie prin alăturarea diagramelor indicate restrânse (fig. 5.26, b), astfel încât să apară numai maximele de presiune. Dacă fenomenul de dispersiune ciclică ar fi eliminat, astfel încât toate ciclurile să atingă aceeași

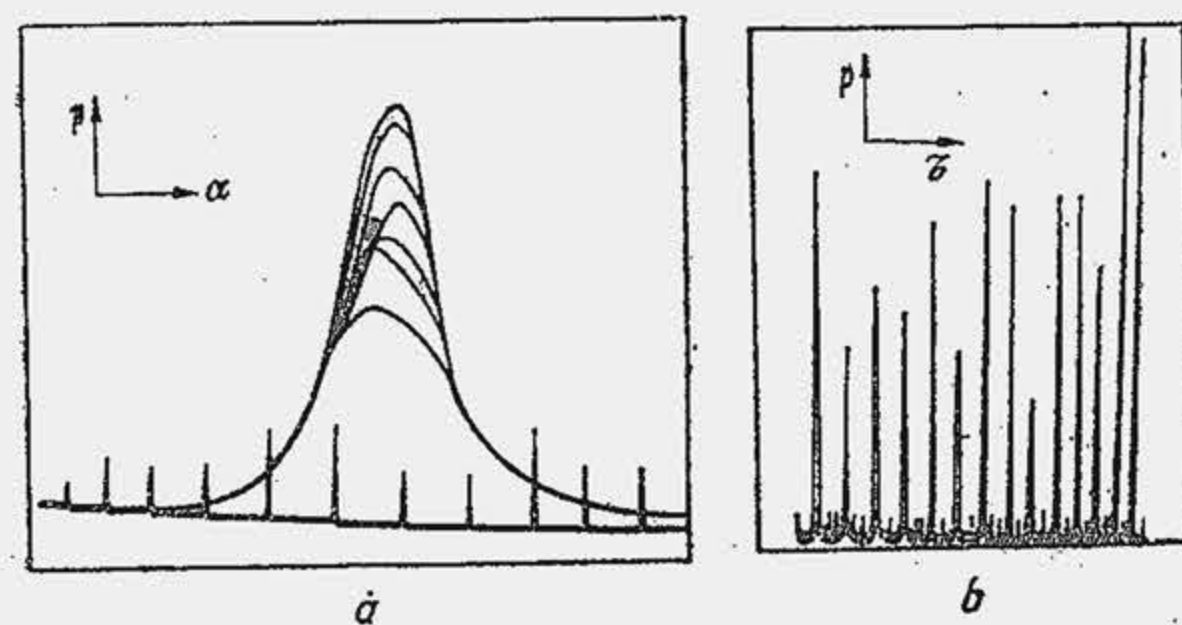


Fig. 5.26. Dispersia ciclică a presiunii.

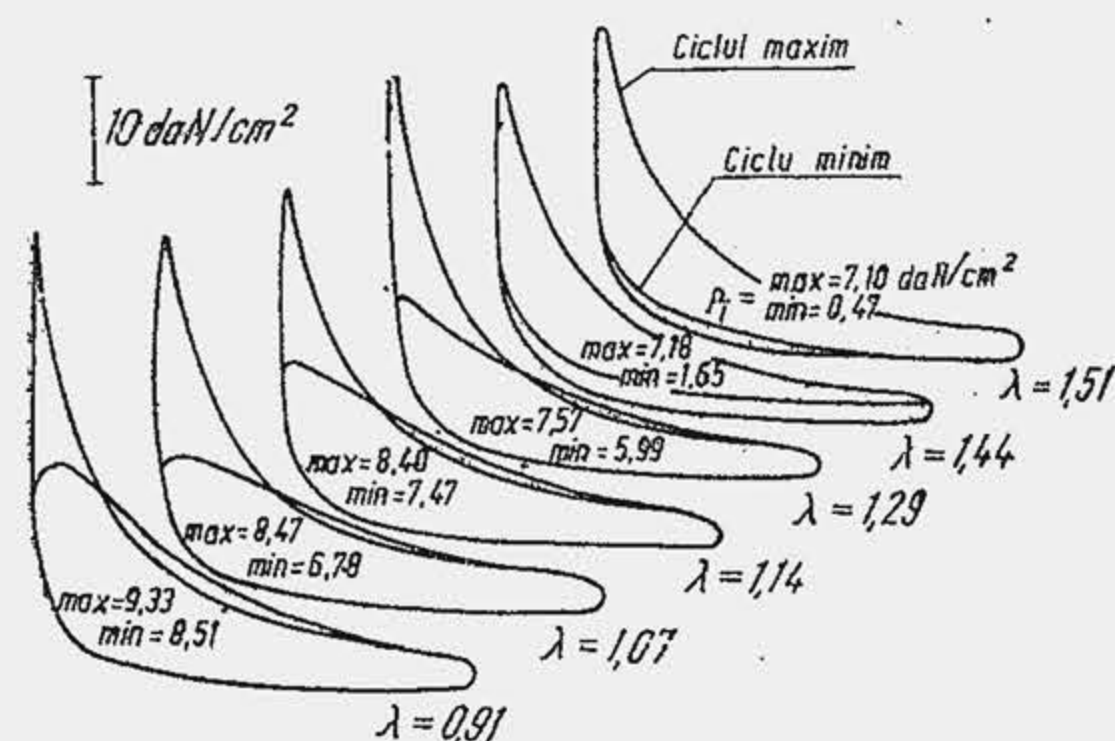


Fig. 5.27. Ilustrarea dispersiei ciclice în diagrama  $p - V$  pentru diferite valori ale coeficientului de dozaj al aerului.

presiune maximă, s-ar putea obține un câștig de putere și de economicitate de aproximativ 20%. Figura 5.27 arată aria pozitivă (lucrul mecanic) determinată de ciclul minim și ciclul maxim, care rezultă din ciclurile succesive.

Natura fenomenului de dispersie ciclică este determinată de mai mulți factori dintre care se remarcă: fluctuațiile locale (dintre electrozii bujiei) ale dozajului sau ale concentrației de gaze reziduale care acționează ca inhibitor. Microturbulența care acționează între electrozii bujiei diluează amestecul modificând compoziția chimică locală, micșorează concentrația de centri activi, reduce temperatura prin intensificarea transferului de căldură. Astfel, apar fluctuații locale ale vitezei de reacție care modifică perioada de inducție. Când aceasta din urmă crește, arderea se deplasează în destindere, iar presiunea maximă atinge valori reduse. În unele cicluri nucleul de flacără nici nu apare. Aprinderea este mai puțin sensibilă la fluctuațiile vitezei de reacție, când aceasta are valori ridicate, ca în cazul amestecurilor bogate și este foarte sensibilă în cazul amestecurilor sărace, când viteza de reacție este redusă, de aceea la îmbogățirea amestecului fenomenul de dispersie ciclică se atenuează, la sărăcirea amestecului el se intensifică.

Intensitatea fenomenului de dispersie ciclică se apreciază prin *gradul de dispersie ciclică*  $\delta$ , care reprezintă raportul dintre abaterea medie  $\Delta \bar{p}_y$  de la presiunea maximă către presiunea maximă medie  $\bar{p}_y$ .

$$\delta = \Delta \bar{p}_y / \bar{p}_y$$

$\bar{p}_y$  se calculează dacă se înregistrează  $i$  cicluri succesive și se determină presiunea maximă  $p_{yi}$  pentru fiecare ciclu:  $\bar{p}_y = \Sigma p_{yi} / i$ , abaterea medie rezultă dacă se calculează abaterea absolută a presiunii maxime din fiecare ciclu  $\Delta p_{yi} = |p_{yi} - \bar{p}_y|$  și se mediază valorile acestora:  $\Delta \bar{p}_y = \Sigma \Delta p_{yi} / i$ . Experiențe efectuate pe sute de cicluri succesive au arătat că fenomenul este de natură statistică (fig. 5.28) și se poate aproxima prin o lege de repartiție normală (Gauss). În acest caz, gradul de dispersiune ciclică este definit de  $\delta = \sigma / \bar{p}_y$  unde  $\sigma$  este abaterea medie pătratică

$$\sigma = \sqrt{\Sigma n_i (p_{yi} - \bar{p}_y)^2 / (i - 1)}$$

$n_i$  fiind numărul de cicluri cu aceeași presiune maximă  $p_{yi}$ . Fenomenul de dispersie ciclică nu are numai implicații energetice și economice ci și mecanice. Din figura 5.28 rezultă că un număr redus de cicluri realizează presiuni maxime foarte mari (de exemplu 5% din ciclurile succesive au  $p_{max} = 33 \dots 37$  daN/cm<sup>2</sup> deci cu 40% mai mult decât presiunea maximă medie  $\bar{p}_y = 25 \dots 27$  daN/cm<sup>2</sup>) din care cauză dimensionarea trebuie făcută cu prudență (v. par. 29.4), presiunile maxime cele mai mari fiind în măsură să producă ruperea sau uzarea rapidă a organelor. Gradul de dispersie  $\delta$  variază cu dozajul (fig. 5.29).

Întrucât dificultățile care limitează în prezent utilizarea unor amestecuri sărace sînt concentrate îndeosebi în faza de formare a nucleului de flacără, s-a imaginat separarea acestuia de faza de propagare. Camera de ardere a motorului este divizată (fig. 5.30). Camera separată este alimentată cu amestec proaspăt foarte bogat; camera propriu-zisă din cilindru este alimentată cu amestec foarte sărac. Scînteia se declanșează în camera separată, unde se

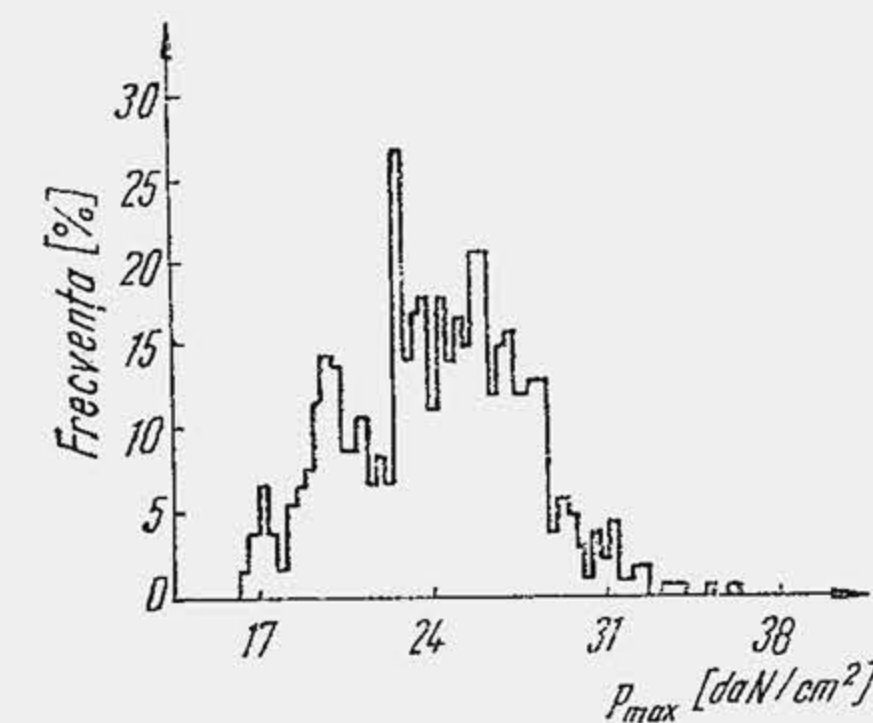


Fig. 5.28. Frecvența presiunii maxime la 9°RA după  $p_{mi}$ .



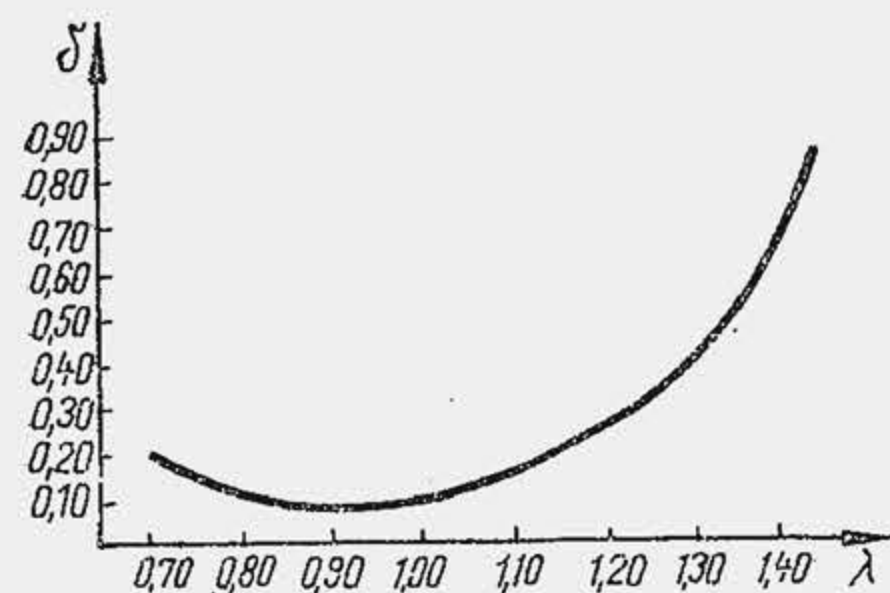


Fig. 5.29. Dependenta gradului de dispersie ciclică de coeficientul de dozaj al aerului.

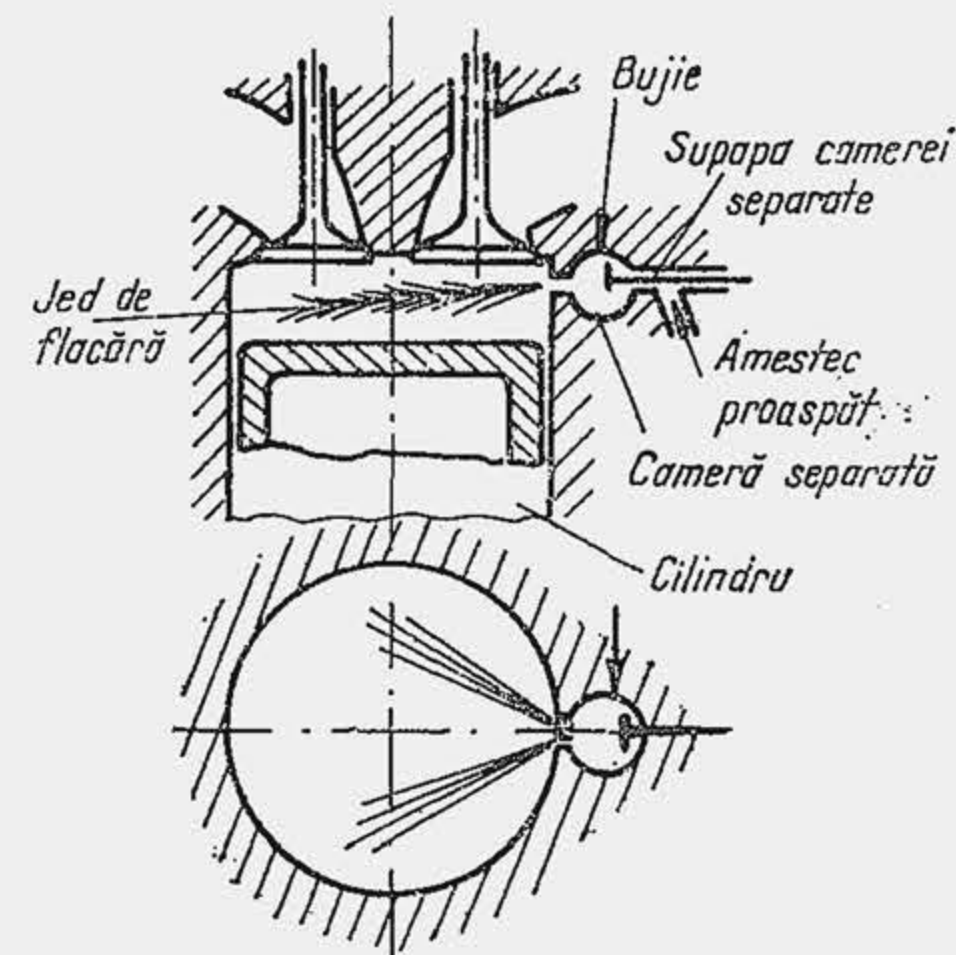


Fig. 5.30. Camera de ardere divizată pentru separarea fazei inițiale de aprindere de faza principală de propagare.

formează cu ușurință un nucleu de flacără. Jetul de flacără care trece în camera propriu-zisă generează în amestecul proaspăt un front de aprindere care se propagă fără dificultate, deoarece viteza de răspîndire este determinată mai mult de turbulență și mai puțin de dozaj. Pe această cale s-a obținut arderea unor amestecuri sărace cu  $\lambda = 1,6$ .

Funcțiile  $\eta_i(\lambda)$  și  $p_i(\lambda)$  trebuie înțelese și dintr-un alt punct de vedere. Dacă în funcționarea unui motor se mențin neschimbați toți parametrii (deci  $n = ct$ ,  $\kappa = ct$ ,  $\eta_m = ct$ ,  $\eta_v = ct$  etc.) cu excepția lui  $\lambda$  atunci relațiile (2.21) și (1.12) devin:

$$p_i \sim \eta_i/\lambda; \quad P_i \sim \eta_i/\lambda.$$

Trebuie să se rețină că  $\eta_i(\lambda)$  reprezintă o funcțiune dependentă de calitatea amestecului, care are o alură proprie, determinată de fenomenele fizico-chimice prezentate; în schimb  $p_i$  depinde explicit de  $\lambda$  și implicit prin  $\eta_i$ , sau altfel spus, este produsul a două funcțiuni  $\eta_i(\lambda) \cdot (1/\lambda)$ . Ca urmare, dacă coeficientul de dozaj al aerului se reduce începînd de la valoarea  $\lambda = \lambda_{ec}$ , atunci  $\eta_i$  se micșorează dar funcția  $1/\lambda$  crește. Pantele celor două funcțiuni sînt diferite și anume, la început  $\eta_i$  scade încet iar  $1/\lambda$  crește repede, fapt pentru care presiunea medie și totodată puterea dezvoltată de motor ating nivelul maxim pentru amestecuri bogate (fig. 5.31).

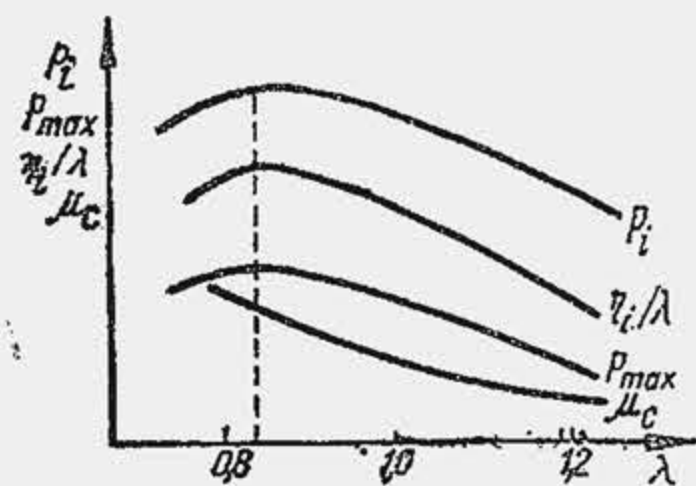


Fig. 5.31. Influența coeficientului de dozaj asupra unor indici caracteristici ai ciclului.

Faptul că, în condițiile invariabilității celorlalți factori, modificarea dozajului determină un maximum de economicitate pentru amestecuri sărace ( $\lambda_{ec} = 1,08 \dots 1,15$ ) și un maxim al puterii pentru amestecuri bogate ( $\lambda_p = 0,8 \dots 0,9$ ) delimitează variațiile raționale ale lui  $\lambda$ . În adevăr, este rațional ca MAS-ul să lucreze cu economicitate maximă. Dar totodată, este rațional pentru economia de metal ca la aceeași putere, litrajul motorului să fie minim. Din relația (1.18) rezultă că litrajul unui motor de putere dată, la o turație

determinată este invers proporțională cu  $p_e$ . Proiectînd motorul pentru  $\lambda = \lambda_p$ , adică la  $P_e = P_{e\max}$  se obține litrajul minim. La întrebarea „pentru care valoare a lui  $\lambda$  se proiectează motorul?” se răspunde, ținînd seama că motorul de autovehicul funcționează rar la puterea maximă (v. fig. 1.7), astfel: se va proiecta motorul pentru  $\lambda \approx \lambda_p$  pentru a obține dimensiuni minime, dar în regimurile de funcționare cele mai frecvente, care se dezvoltă în 60...80% din durata de exploatare a motorului, amestecul se reglează pentru  $\lambda = \lambda_{ec}$ . Carburatoarele motoarelor de automobil sînt echipate cu dispozitive care asigură reglajul economic sau de putere al calității amestecului, în funcție de regimul de funcționare. Reglajul compoziției pentru  $\lambda = \lambda_p$  are ca avantaj și reducerea regimului termic al motorului (fig. 5.32). Dezideratele privind economia de combustibil și limitarea noxelor din gazele de evacuare îngrădește în prezent această concepție (v. cap. 25, 26).

**Exemplul numeric 5.4.** Să se determine litrajul unui motor în patru timpi care dezvoltă puterea efectivă maximă de 60 CP la 5 500 rot/min. Presiunea medie efectivă este de 7,5 daN/cm<sup>2</sup> pentru  $\lambda_p = 0,85$  și 6,2 daN/cm<sup>2</sup> pentru  $\lambda_{ec} = 1,10$ .

**R.** Din relația (1.18) rezultă  $(V_d)_{\lambda_p} = 300 \cdot 4 \cdot 60 \cdot 0,735 / 5 500 \cdot 7,5 = 1 282 \text{ cm}^3$ ;  $(V_d)_{\lambda_{ec}} = 1 552 \text{ cm}^3$ , ceea ce înseamnă o reducere a litrajului cu 270 cm<sup>3</sup> pentru  $\lambda = \lambda_p$ .

În exploatare sînt posibile o sărăcire sau o îmbogățire excesivă a amestecului, care produc fenomenul numit *rateu*. Rateurile sînt de două feluri: *rateul în galeria de admisiune* are loc cînd amestecul este foarte sărac (jiclor sau conductă de combustibil infundate, aspirație de aer fals), deoarece arderea se prelungește mult în destindere, iar în perioada de deschidere simultană a supapelor flacăra scapă în galeria de admisiune și aprinde amestecul; *rateul în evacuare* are loc cînd amestecul este foarte bogat (jiclor uzat, prea larg, filtru de aer infundat) deoarece din cauza arderii incomplete oxidul de carbon din gazele de ardere se aprinde brusc în contact cu aerul.

Uneori se consideră că sărăcirea amestecului peste limitele raționale este indicată pentru a reduce consumul de combustibil. Se observă că în asemenea cazuri, creșterea duratei de ardere afectează uzura motorului deoarece flacăra vine în contact cu pelicula de ulei de pe oglinda cilindrului un interval de timp mai mare, arde filmul de ulei și compromite ungerea. Durata crescîndă a arderii ridică, de asemenea, nivelul regimului termic al motorului, deoarece crește temperatura gazelor de evacuare (fig. 5.32). De aceea reglajele de dozaj fixate de uzina constructoare în limite raționale trebuie respectate întocmai în exploatare, sau modificate, numai în urma unor cercetări corespunzătoare.

Calitatea amestecului afectează arderea cu detonație. În condițiile în care se variază riguros numai calitatea amestecului, ceilalți factori rămînînd neschimbați, intensitatea maximă a detonației se obține pentru amestecuri bogate în vecinătatea lui  $\lambda = \lambda_p$  deoarece la aceste valori ale lui  $\lambda$  se atinge viteza de reacție  $\dot{C}_e$  cea mai mare și presiunea maximă din ciclu cea mai înaltă și deci gradul de comprimare a amestecului din ZF cel mai ridicat.

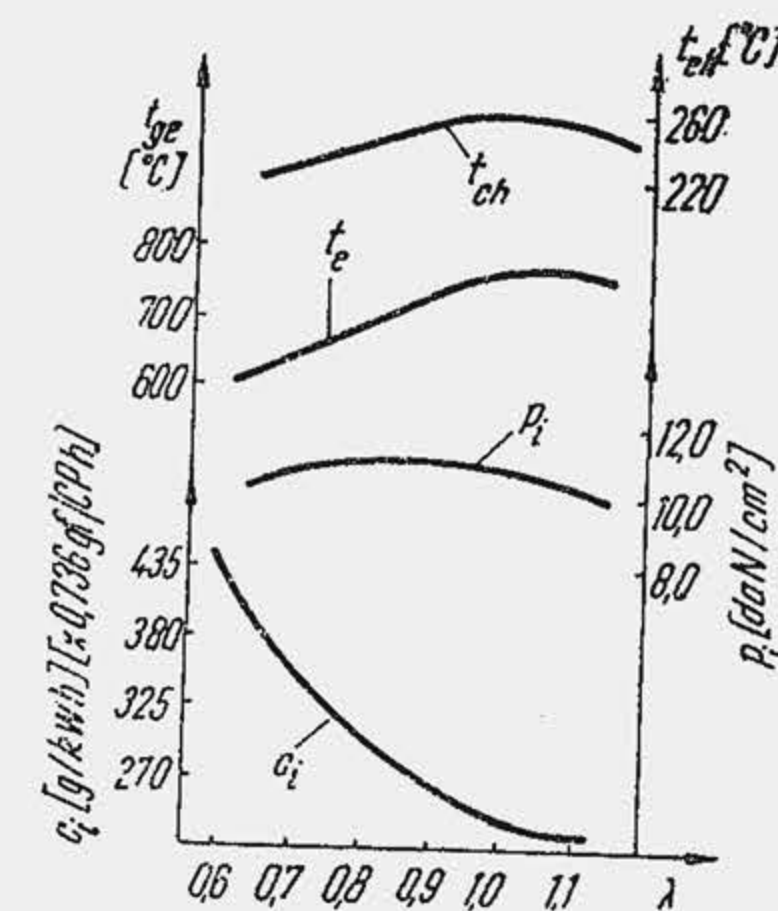


Fig. 5.32. Influența coeficientului de dozaj asupra unor indici și mărimi caracteristice.



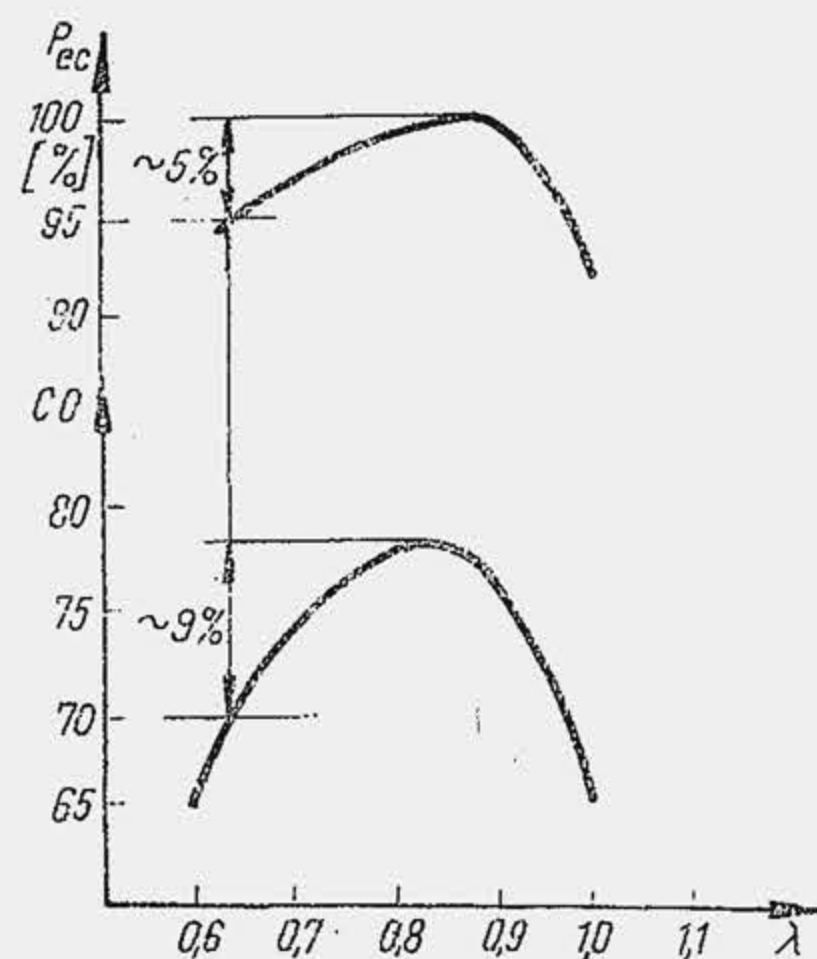


Fig. 5.33. Influența coeficientului de dozaj asupra cifrei octanice la limita de detonație.

pe scară largă în ultimele două decenii. Totuși, astăzi se manifestă prudență din cauza implicațiilor care apar pentru emisiunile nocive și risipa de combustibil (v. cap. 25, 26).

În fine, se observă că dozajele apropiate de cel de putere maximă au cea mai mare tendință spre aprinderi secundare.

**Temperatura inițială.** Creșterea temperaturii inițiale  $T_0$  a fluidului proaspăt sporește temperatura amestecului din ZF. Din această cauză întârzierea la autoaprindere a amestecului din ZF scade iar pericolul de detonație crește. Astfel, încălzirea accentuată a amestecului pentru a intensifica vaporizarea combustibilului devine prohibitivă nu numai pentru că reduce gradul de umplere, dar și pentru că mărește pericolul de detonație.

**Presiunea inițială.** Odată cu creșterea presiunii inițiale crește gradul de comprimare a amestecului din ZF, ceea ce favorizează apariția detonației prin reducerea lui  $\tau_{aa}$ . Această împrejurare constituie în prezent principalul impediment în supraalimentarea MAS-ului (v. cap. 27).

**Gazele reziduale** frânează transformările chimice din spatele frontului de aprindere prin efect termic (fig. 5.21) și prin efect cinetic, ca inhibitor, adâncimea zonei de ardere crește, durata arderii se amplifică și influențează negativ asupra puterii și economicității.

## 5.5.2. INFLUENȚELE FACTORILOR FUNCȚIONALI

**Avansul la producerea scînteii electrice.** Variația avansului la producerea scînteii determină o modificare însemnată a formei diagramei indicate (fig. 5.34). Dacă declanșarea scînteii are loc chiar în  $p_{mi}$  (a) după consumarea fazei inițiale se înregistrează o creștere moderată de presiune determinată de arderea lentă ca urmare a deplasării totale a procesului de ardere în destindere. În comparație cu ciclul teoretic (ciclul cu linie întreruptă) se constată o pierdere sensibilă de lucru mecanic. Dacă declanșarea scînteii are loc foarte devreme pe ciclu (b), faza de ardere rapidă se desfășoară integral

Practica exploatării MAS-ului arată că îmbogățirea amestecului în anumite limite duce totuși la micșorarea sensibilă a intensității detonației, deoarece, în condiții de exploatare intervin efecte suplimentare și anume răcirea intensă a amestecului inițial prin vaporizarea unei cantități mai mari de combustibil din fluidul proaspăt, precum și micșorarea regimului termic al motorului. Astfel, îmbogățind amestecul mai mult decît este necesar pentru obținerea puterii maxime ( $\lambda < \lambda_p$ ) se obține cu o mică reducere de putere un efect sensibil în ceea ce privește reducerea înclinării la detonație a motorului; CO scade cu aproape 10 unități (fig. 5.33). Întrucît amestecuri foarte bogate se folosesc la sarcină totală, în condiții în care MAS-ul de automobil funcționează rar, soluția este eficientă. Ea a fost aplicată

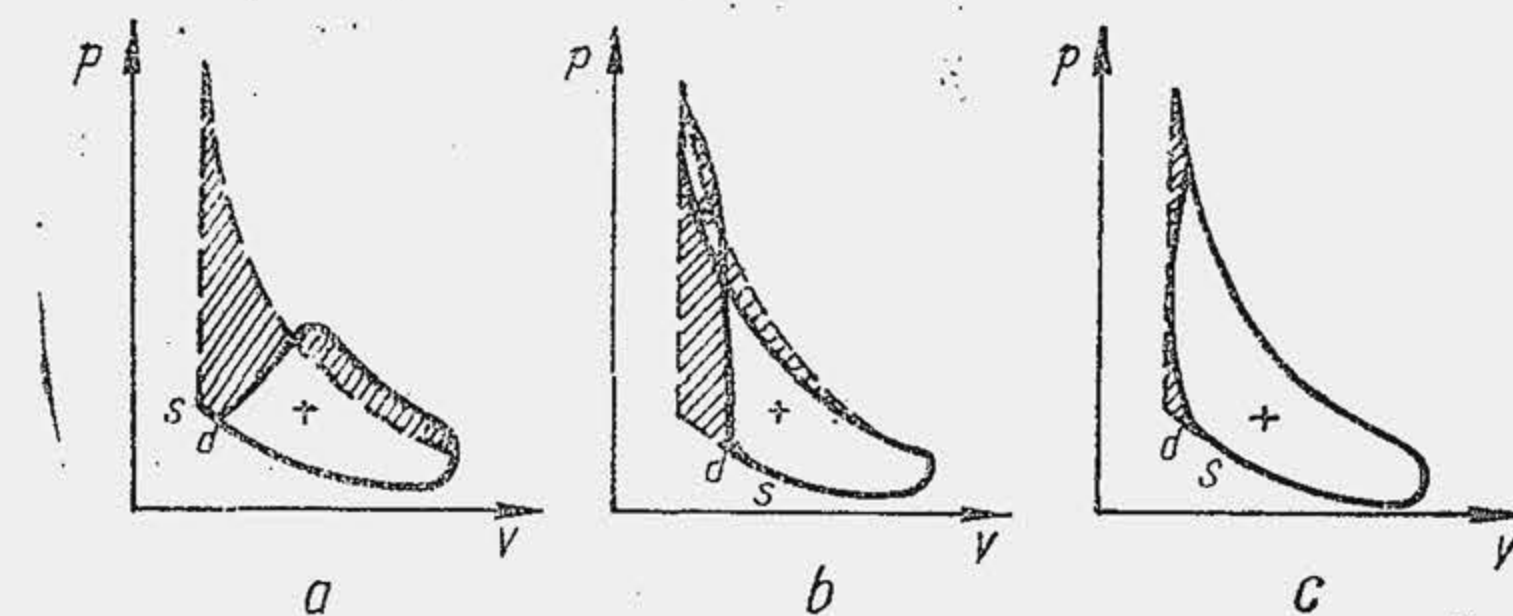


Fig. 5.34. Influența avansului la producerea scînteii electrice asupra formei diagramei indicate.

pînă la sfîrșitul cursei de comprimare. În acest caz se constată o creștere bruscă de presiune la sfîrșitul comprimării, produsă de degajarea unei părți importante din căldură, care determină o amplificare considerabilă a lucrului mecanic de comprimare. La începutul cursei de destindere, nivelul presiunii în ciclu nu mai poate ajunge la nivelul presiunii de la finele comprimării, astfel încît se formează în diagramă o buclă negativă care reduce în plus aria diagramei. Există o valoare intermediară a avansului la producerea scînteii (c) la care diferența dintre aria ciclului teoretic și aria ciclului real este minimă. Reprezentarea puterii indicate reale  $P_i$  cu  $\beta$  (fig. 5.35) arată că aceasta trece printr-un maxim. Întrucît consumul de combustibil  $C_e$  este constant, pe baza relației (1.30) rezultă  $c_{imin} = ct/P_{imax}$ , adică  $c_i$  trece printr-un minim, iar  $\eta_i$  printr-un maxim. Atunci se definește *avans optim la producerea scînteii*  $\beta_{opt}$ , *acel avans la care puterea și economicitatea sînt maxime*. Avansul optim se realizează cînd faza de ardere rapidă se plasează aproximativ simetric față de  $p_{mi}$ , ( $360 - \alpha_d = \alpha_y - 360 \approx 14^\circ RA$ ) (fig. 5.36), deoarece pe această cale arderea se desfășoară în condițiile de

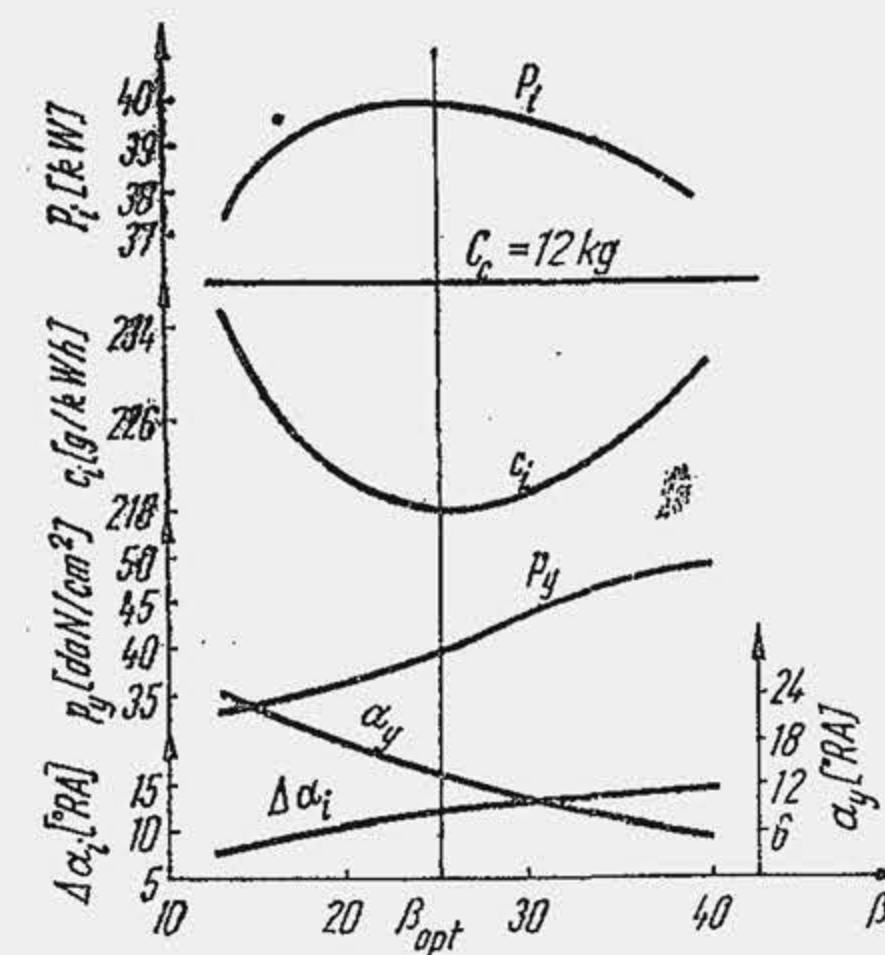


Fig. 5.35. Influența avansului la producerea scînteii electrice asupra unor mărimi caracteristice.

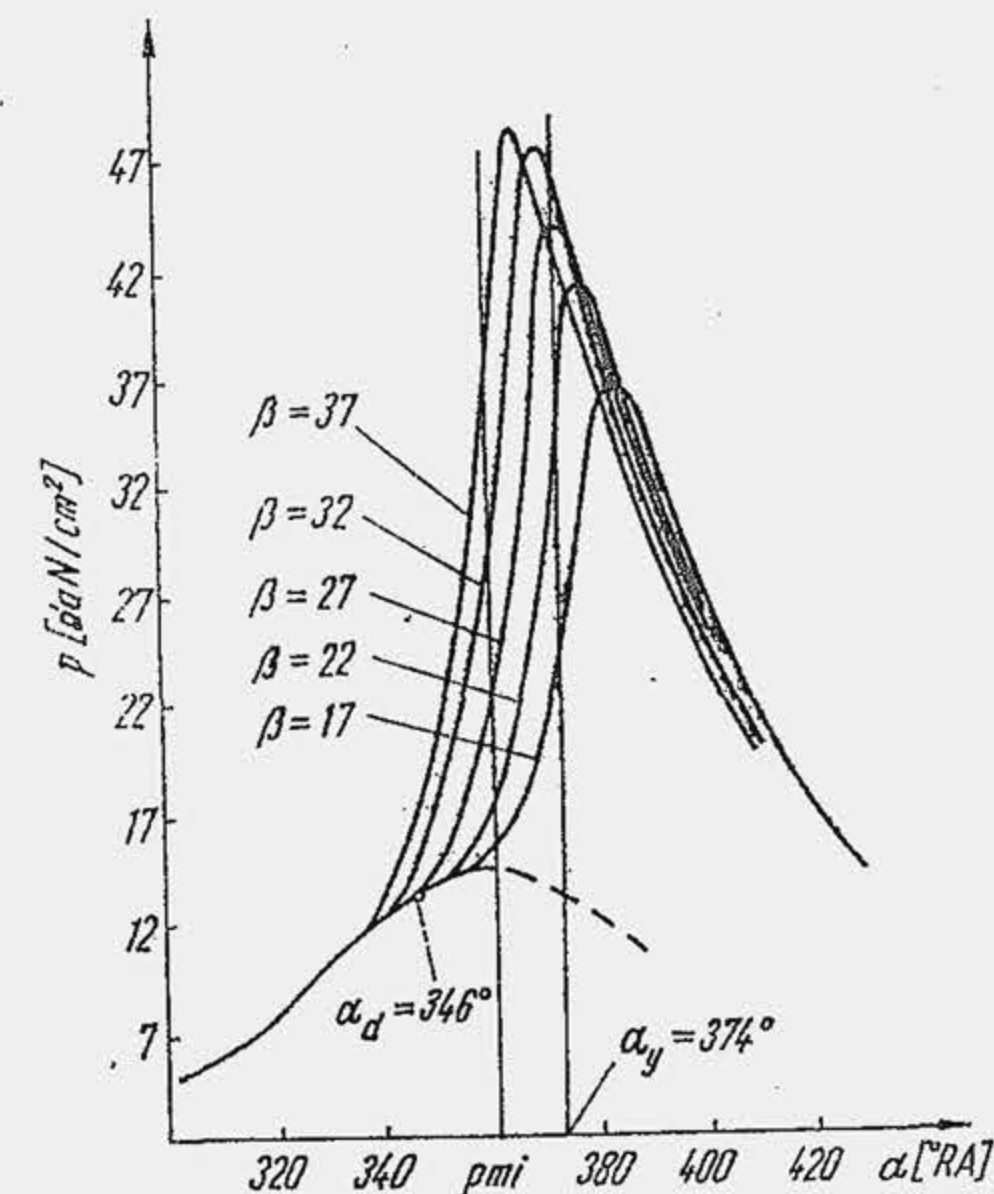


Fig. 5.36. Influența avansului la producerea scînteii electrice asupra presiunii maxime.



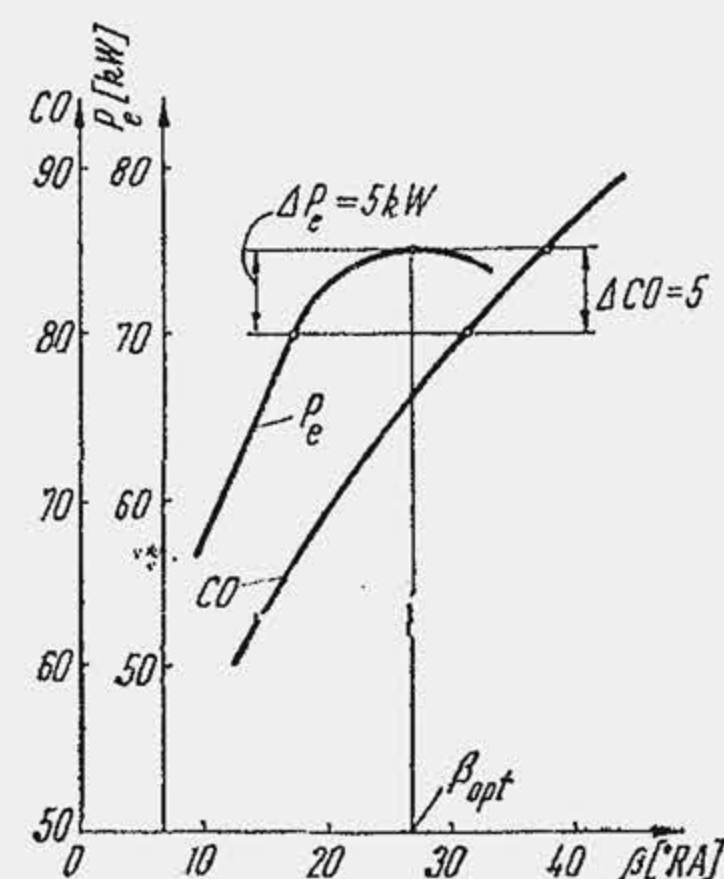


Fig. 5.37. Influența avansului la producerea scînteii electrice asupra cifrei octanice la limita de detonație.

Intensitatea detonației crește odată cu mărirea lui  $\beta$  ceea ce impune creșterea cifrei octanice a combustibilului pentru a preveni detonația (fig. 5.37). Această dependență se explică prin creșterea gradului de comprimare a amestecului din ZF, ca urmare a sporirii presiunii maxime  $p_y$  odată cu creșterea lui  $\beta$ . Întrucît panta curbei CO ( $\beta$ ) este cu mult mai mare decît a curbei  $P_e(\beta)$  în jurul lui  $\beta_{opt}$ , se observă că dacă se reduce avansul sub valoarea optimă ( $\beta = 17^\circ\text{RA}$  în loc de  $26^\circ\text{RA}$ ) cu o mică reducere de putere ( $\Delta P_e \approx 7\%$ ) se poate reduce CO cu 5 unități. Reducerea avansului la declanșarea scînteii, sub valoarea avansului optim, reprezintă o metodă de reglaj frecvent aplicată în practică (v. par. 25.2).

**Turația.** Influența turației asupra fazelor procesului de ardere este considerabilă. Astfel, la mărirea turației, durata în timp  $\tau_d(\tau_i)$  a fazei inițiale scade deoarece pierderile de căldură se micșorează și temperatura în momentul declanșării scînteii este mai mare. Cu toate acestea durata  $\Delta\alpha_d$  în grade RA crește (fig. 5.38), ceea ce arată că  $\tau_d$  nu scade proporțional cu turația ( $\Delta\alpha_d = 6n\tau_d$ ). Mărirea turației determină o intensificare substanțială a turbulenței, ceea ce amplifică viteza medie de propagare ( $\bar{W}_f$  variază liniar cu turația) și reduce durata propagării,  $\tau_r = \tau_p = l_f/\bar{W}_f$ . Cu toate acestea, experiențe conduse în condițiile  $\beta = \text{ct}$ , arată (fig. 5.38) că suma duratelor primelor două faze măsurate în grade RA crește cu turația,  $\Delta\alpha_d + \Delta\alpha_r = 6n(\tau_d + \tau_r)$ . Această particularitate este determinată de faptul că faza de ardere rapidă n-a fost plasată întotdeauna în aceleași condiții de turbulență. În adevăr, în jurul  $p_{mi}$ , turbulența (deci și  $\bar{W}_f$ ) este maximă. Prin mărirea duratei fazei inițiale  $\Delta\alpha_d$ , faza de ardere rapidă se deplasează din zona de turbulență

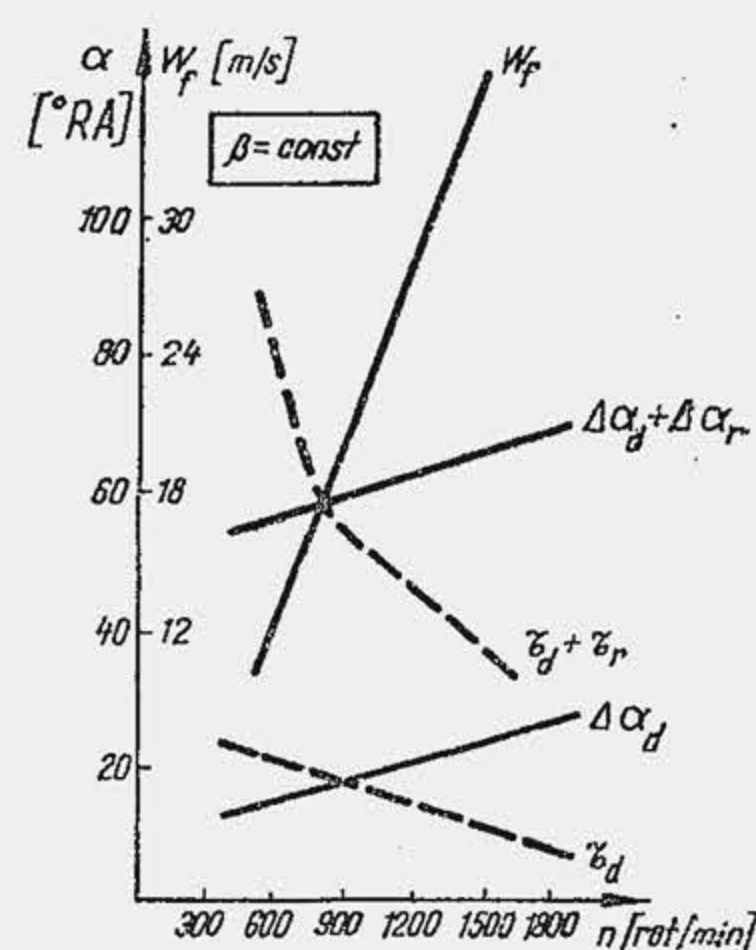


Fig. 5.38. Influența turației asupra unor parametri caracteristici ai procesului de ardere.

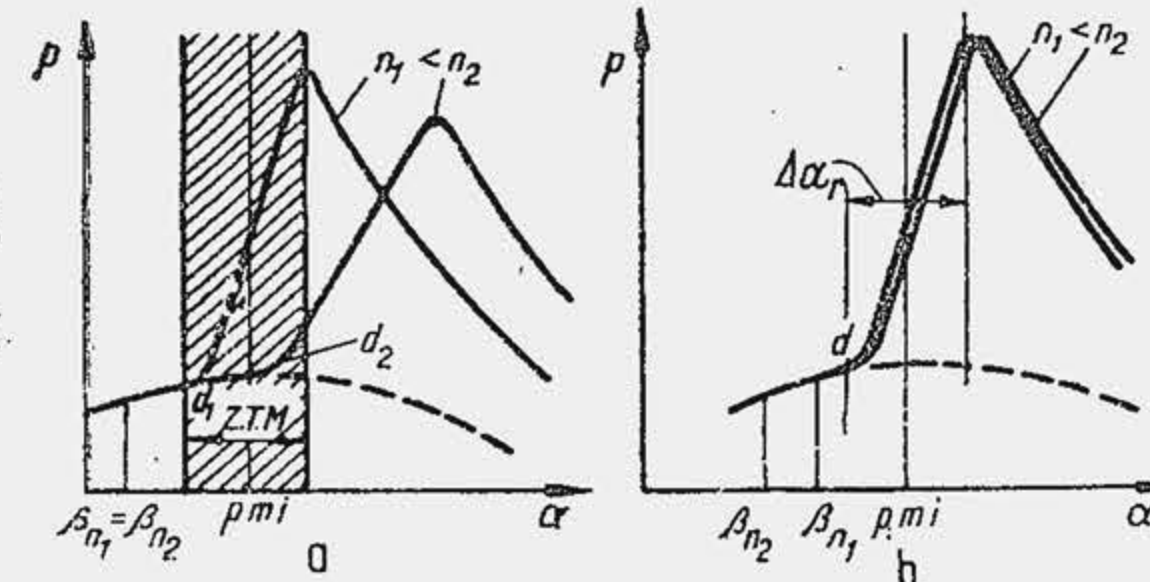


Fig. 5.39. Influența poziției pe ciclu a punctului  $d$  asupra presiunii maxime, pentru două turații.

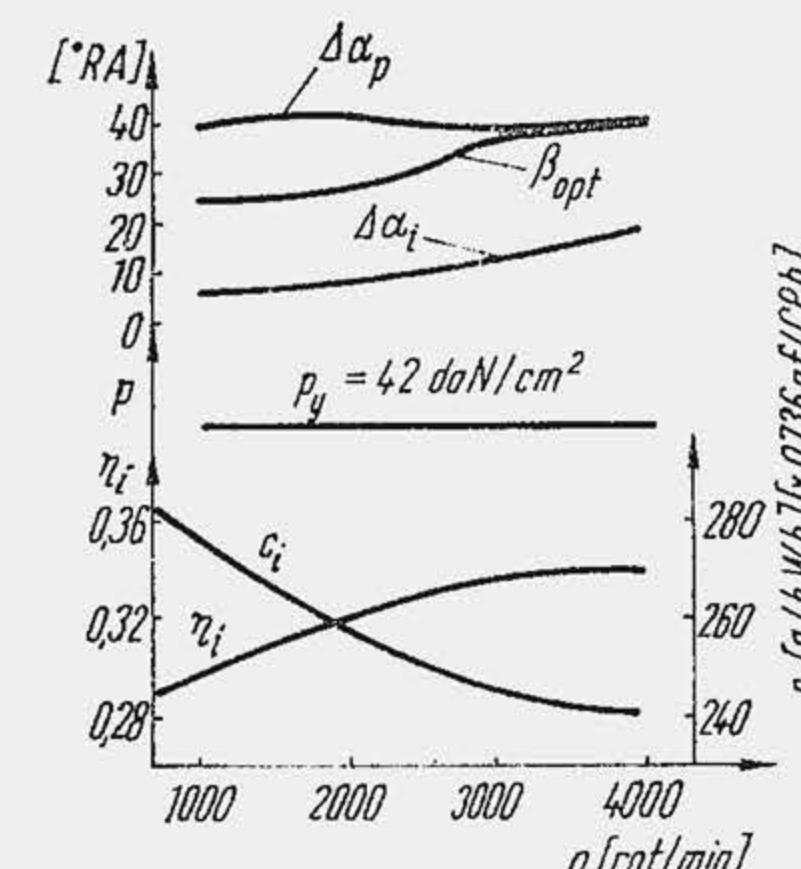


Fig. 5.40. Influența turației asupra unor mărimi caracteristice.

maximă (ZTM) din jurul  $p_{mi}$  (fig. 5.39, a). Dacă se păstrează însă neschimbat avansul la desprindere, atunci se observă că durata fazei de ardere rapidă rămîne nemodificată (fig. 5.39, b). Pentru ca punctele de desprindere să coincidă, avansul trebuie modificat și anume cu cît turația crește, cu atît avansul la producerea scînteii trebuie să fie mai mare pentru a retrage pe ciclu faza de ardere rapidă, care este împinsă în destindere de creșterea duratei fazei inițiale. Experiențe efectuate pe motoare de serie (fig. 5.40) arată că pe tot domeniul de variație a turației, la plină sarcină, dacă se asigură condiția  $\beta = \beta_{opt}$ , durata fazei de ardere rapidă  $\Delta\alpha_r$  și presiunea  $p_y$  rămîn cvasiconstante, în schimb  $\eta_i$  scade odată cu reducerea turației, deoarece se intensifică pierderile de căldură prin pereți  $Q_p \sim 1/n^{0.2}$  (v. par. 3.3 și 3.4).

Metoda de determinare a avansului optim cu turația este următoarea: la o turație dată  $n_i$  menținînd constanți toți ceilalți factori, se variază  $\beta$  și se măsoară puterea efectivă  $P_e$  (fig. 5.41, a); valoarea  $\beta_{opt}$  se obține pentru  $P_e = P_{emax}$ . Operația se repetă pentru mai multe turații, apoi se trasează locul geometric al punctelor de putere maximă (curba  $\beta_{opt}$ ). În final se construiește curba  $\beta_{opt} = f(n)$  (fig. 5.41, b). În prezent toate MAS-urile sînt echipate cu sisteme de aprindere care posedă dispozitive centrifugale automate de mărirea avansului odată cu creșterea turației.

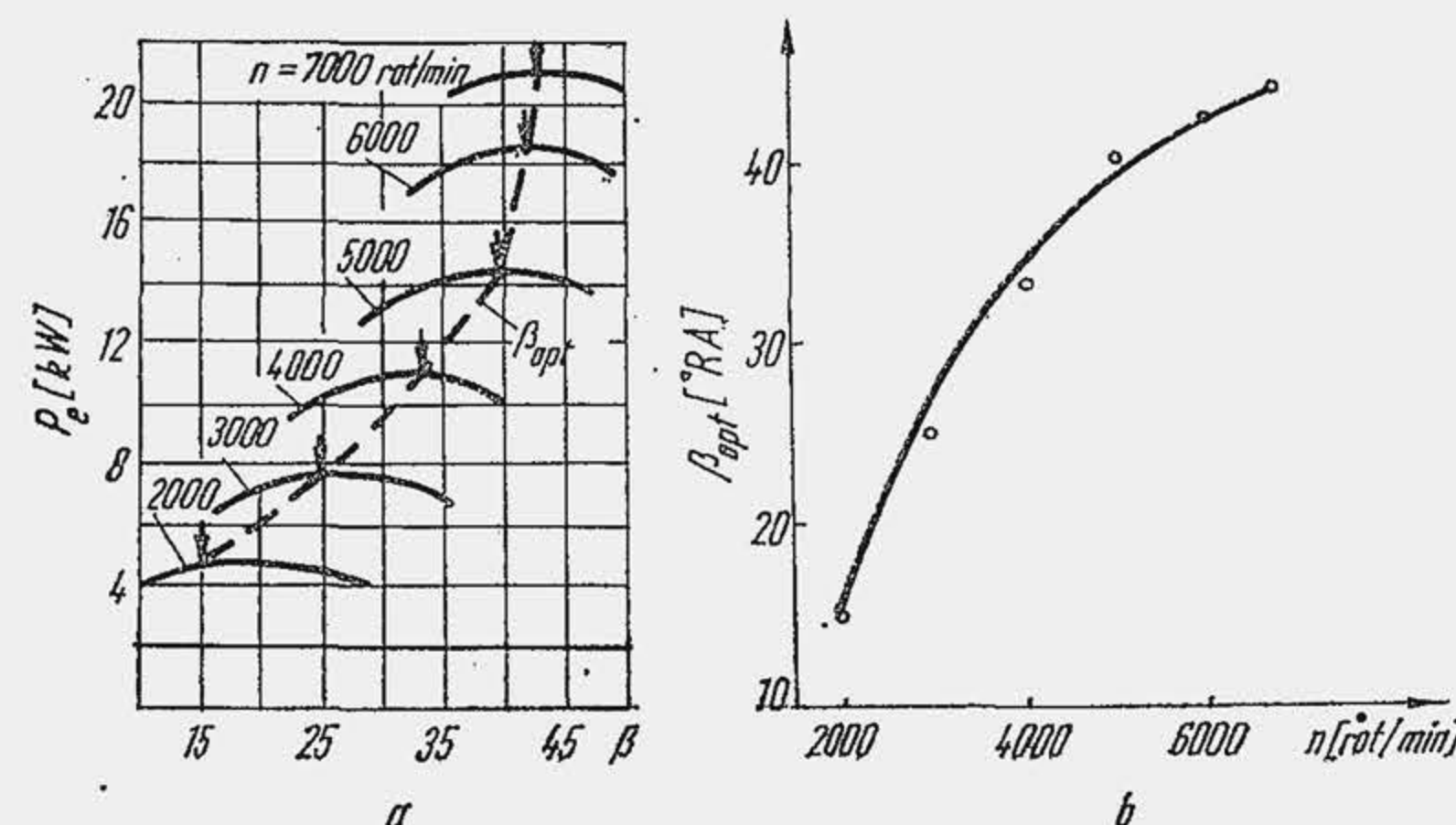


Fig. 5.41. Dependența avansului optim de turație.



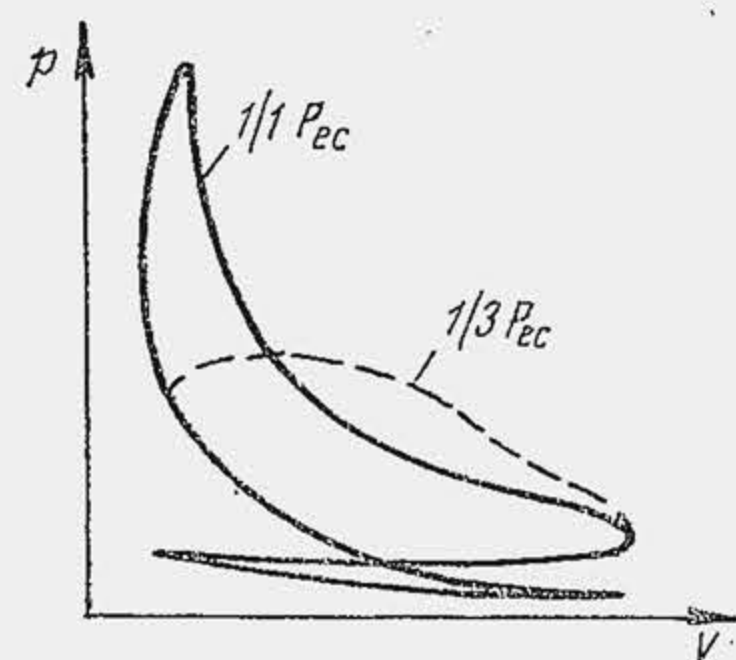


Fig. 5.42. Influența sarcinii asupra diagramei indicate.

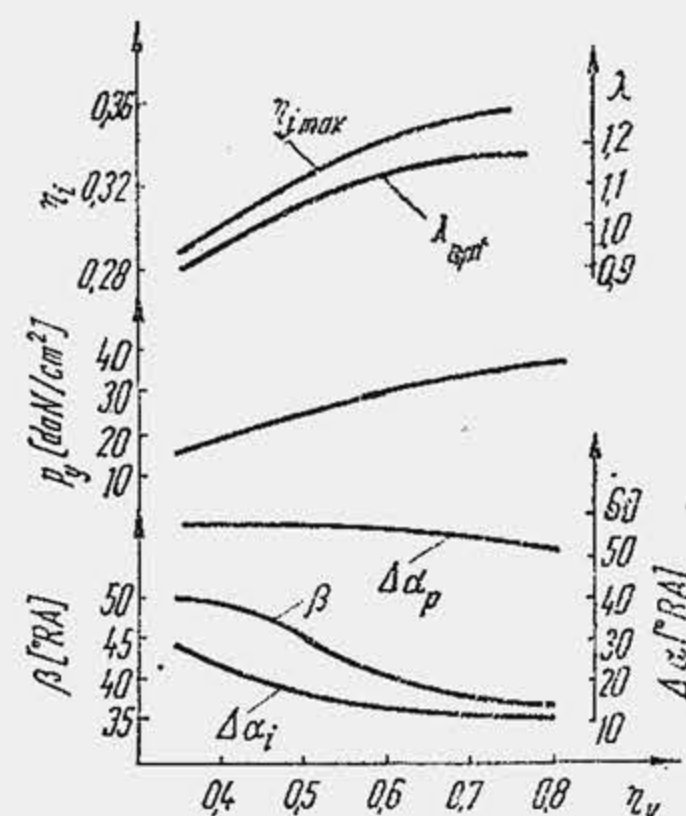


Fig. 5.43. Influența gradului de umplere (sarcinii) asupra unor parametri caracteristici.

Experiența arată că la mărirea turației intensitatea detonației scade, deoarece durata în timp  $\tau_p$  scade, durata  $\tau_{aa}$  crește, iar  $\eta_v$  scade astfel încât regimul general de presiuni se reduce, iar gradul de comprimare a amestecului din ZF scade. În general, motoarele rapide au o tendință mai redusă la detonație decât motoarele lente, ceea ce se ilustrază prin următoarele cifre:  $n/\text{CO} = 1\,000/95; 1\,400/92, 1\,800/88, 2\,200/84, 2\,600/80, 3\,200/66$ . Această împrejurare a ușurat ridicarea performanței de turație la MAS.

Aprinderile secundare se intensifică cu creșterea turației.

**Sarcina.** La MAS prin închiderea parțială a obturatorului scade presiunea de admisiune  $p_a$  și crește coeficientul gazelor reziduale de ardere  $\gamma_r$ . În aceste condiții durata arderii crește considerabil pe de o parte, prin reducerea vitezei de propagare  $W_f$  (prin reducerea cantității de fluid proaspăt se micșorează viteza  $W_{sa}$ , deci și intensitatea turbulenței) pe de altă parte, datorită reducerii vitezei de ardere (crește zona de ardere din cauză că viteza de reacție este frînata de  $p_a$  mic și  $\gamma_r$  mare). La sarcini parțiale, randamentul indicat scade sensibil. Diagramele indicate arată că arderea are loc lent, aproape izobar pentru  $\beta = \text{ct}$  (fig. 5.42) (deci MAS-ul nu funcționează numai după ciclul izocor). În aceasta constă dezavantajul de principiu al MAS-ului de automobil, deoarece fiind obligat să funcționeze cel mai adesea la sarcini parțiale, realizează o economicitate redusă. Deplasarea arderii în destindere în condițiile  $\beta = \text{ct}$  se corectează prin retragerea în jurul  $p_{mi}$  a fazei de ardere rapidă. Corecția este parțială deoarece nu schimbă condițiile de desfășurare a arderii (presiune și turbulență reduse). În acest scop, odată cu reducerea sarcinii se mărește avansul la producerea scînteii.

O corecție suplimentară se aplică calității amestecului. Întrucît arderea decurge lent se amplifică viteza reacției chimice și se reduce parțial grosimea zonei de reacție, prin îmbogățirea amestecului. Se urmărește astfel să se aranjeze arderea mai aproape de  $p_{mi}$ , în zona de variație minimă a volumului, pentru a ameliora randamentul termic  $\eta_t$ . Soluția are însă un dezavantaj, cînd  $\lambda$  scade se dezvoltă arderea incompletă. S-a arătat că  $\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{in}$  (v. rel. 1.2). Prin urmare, îmbogățirea amestecului mărește pe  $\eta_t$  și micșorează pe  $\eta_{in}$ . Experiența arată că există o valoare optimă a lui  $\lambda$  ( $\lambda = \lambda_{opt}$ ), care se stabilește pentru fiecare motor în parte, prin experimentări laborioase, pentru care randamentul indicat este maxim ( $\eta_i = \eta_{imax}$ ). Variația lui  $\lambda_{opt}$  cu gradul de umplere se arată în figura 5.43. Se observă că la sarcini reduse

( $\eta_v$  mic)  $\lambda_{opt} < 1$ , adică amestecul este bogat. Totuși, pentru că amestecul definit de  $\lambda_{opt}$  conduce la  $\eta_{imax}$  el se numește **amestec economic**. Astfel, noțiunea de amestec economic trebuie înțeleasă într-un sens mai larg, nu numai cum a fost definită atunci cînd s-a discutat alegerea reglajului economic ( $\lambda_{ec}$ ) sau de putere ( $\lambda_p$ ) pentru determinarea puterii maxime a motorului la sarcină totală. Corelarea simultană a lui  $\lambda_{opt}$  și  $\beta_{opt}$  cu sarcina ( $\eta_v$ ) se arată în figura 5.43 odată cu variația celorlalți parametri caracteristici ai arderii.

Dacă la deschiderea completă a obturatorului presiunea maximă atinge 40...60 daN/cm<sup>2</sup> (la MAS cu  $\epsilon = 7,5 \dots 10$ ) în condiții de deplasare urbană a unui autoturism, cînd obturatorul este parțial deschis,  $p_{max} = 18 \dots 24$  daN/cm<sup>2</sup>, iar la mers în gol  $p_{max} = 10 \dots 13$  daN/cm<sup>2</sup>. Variația calității amestecului cu sarcina ilustrează următoarele principii fundamentale (fig. 5.44): se dimensionează motorul pentru sarcina plină și turația  $n_p = \text{ct}$  la  $\lambda = \lambda_p$  cu scopul de a realiza economie de metal și un motor cu dimensiuni de gabarit mai mici (punctul A); se trece la  $\lambda = \lambda_{ec}$  (punctul B) care se fixează la regimul de sarcină cel mai frecvent (70...80%  $P_{ec}$ ); se asigură apoi  $\lambda = \lambda_{opt}$  (curba B—C) în domeniul sarcinilor mici; randamentul indicat variază asemănător cu  $\lambda$ , consumul specific  $c_i$  este invers proporțional cu  $\eta_i$ .

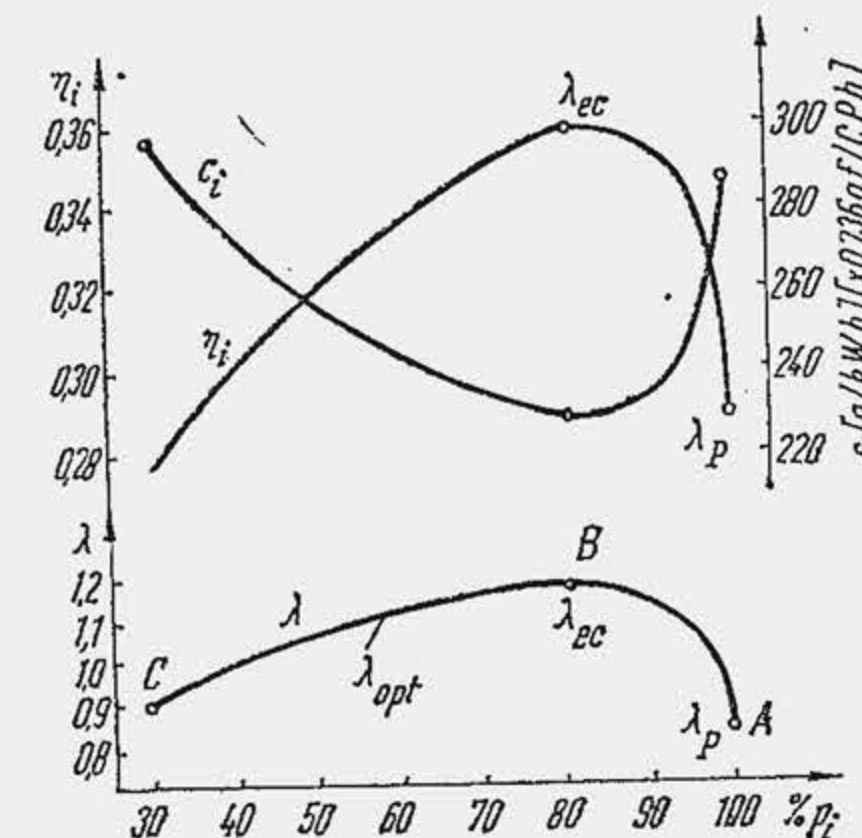


Fig. 5.44. Influența sarcinii asupra unor mărimi caracteristice.

Metodica de determinare a avansului optim cu sarcina este următoarea: se ridică curbele  $P_e - \beta$  pentru diferite sarcini (fig. 5.45, a), se unesc punctele de putere maximă, se obține  $\beta_{opt}$  și apoi se trasează  $\beta_{opt}$  în coordonate  $\beta_{opt} - \%P_{ec}$  (b). Echipamentele de aprindere ale MAS-urilor de automobil au dispozitive automate (de tip pneumatic) pentru variația avansului cu sarcina.

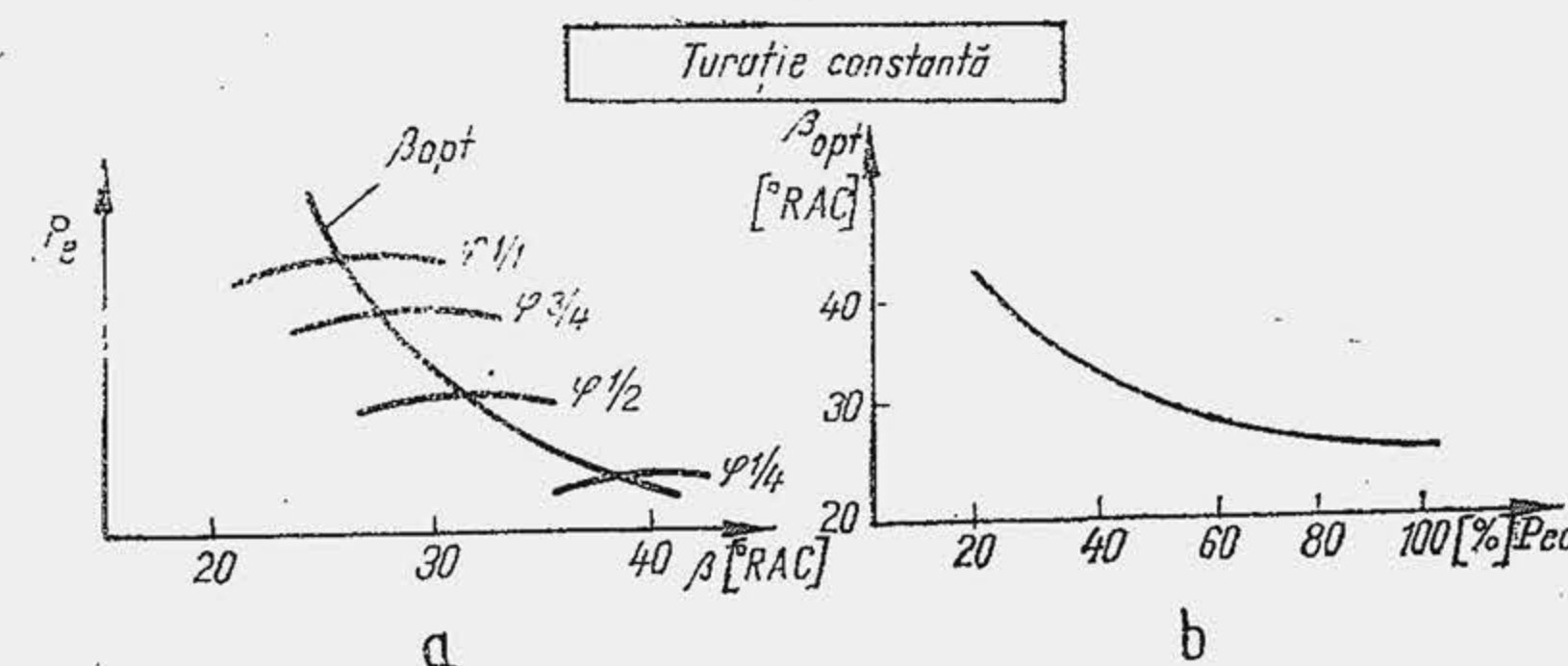


Fig. 5.45. Dependența avansului optim de sarcină.



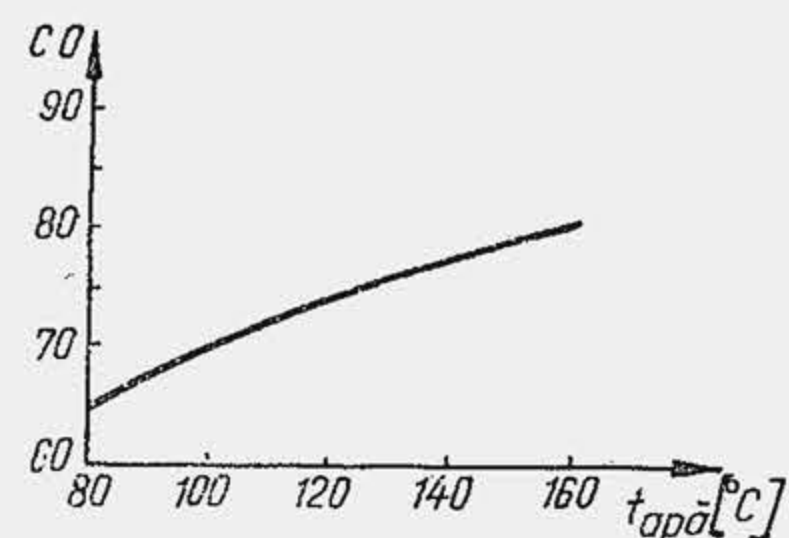


Fig. 5.46. Influența temperaturii apei de răcire asupra cifrei octanice la limita de detonație.

**Regimul termic** exercită o influență însemnată asupra detonației. Cu cât regimul termic al motorului este mai ridicat cu atât fluidul proaspăt se va încălzi mai intens în contact cu pereții calzi, temperatura amestecului din ZF va spori, în conformitate cu relația (5.11) crește  $T_a$ , ceea ce va ușura autoaprinderea, iar intensitatea detonației va crește. Experiența arată că prin reducerea temperaturii apei de răcire devine posibilă utilizarea unui combustibil mai puțin rezistent la detonație (fig. 5.46). Întrucât MAS-urile moderne sînt puternic solicitate termic, pentru a preveni detonația se utilizează soluții noi care intensifică răcirea chiulasei (v. par. 21.4).

### 5.5.3. INFLUENȚELE FACTORILOR CONSTRUCTIVI

**Raportul de comprimare.** Creșterea raportului de comprimare reprezintă principala cale de sporire a randamentului MAS-ului.

Mentținînd neschimbat avansul la producerea scînteii, se constată că durata fazei inițiale  $\Delta\alpha_a$  scade odată cu mărirea lui  $\epsilon$  deoarece pe această cale se amplifică temperatura în momentul declanșării scînteii  $T_s = T_a(V_s/V_c)^{m_c-1}$ , începutul pe ciclu al fazei de ardere rapidă se deplasează, durata  $\Delta\alpha_r$  scade (fig. 5.47). Dacă  $\beta = \text{ct}$ , faza principală se retrage prea mult spre  $p_{mi}$ ; pentru plasarea ei simetrică, din cauza reducerii fazei inițiale rezultă că la mărirea lui  $\epsilon$  avansul optim trebuie să scadă. Mărirea lui  $\epsilon$  determină totodată o creștere a nivelului presiunilor maxime din ciclu. În condițiile  $\beta = \text{ct}$  aceasta se explică, pe de o parte, prin ridicarea generală a nivelului de presiuni, iar, pe de altă parte, prin retragerea fazei principale față de  $p_{mi}$ . Autorul a pus în evidență o influență specifică și anume aceea a lui  $\epsilon$  asupra cineticii reacțiilor chimice, care se exercită îndeosebi prin intermediul presiunii. Astfel s-a dovedit [11] că la mărirea lui  $\epsilon$ , fracțiunea  $\xi_y$  crește con-

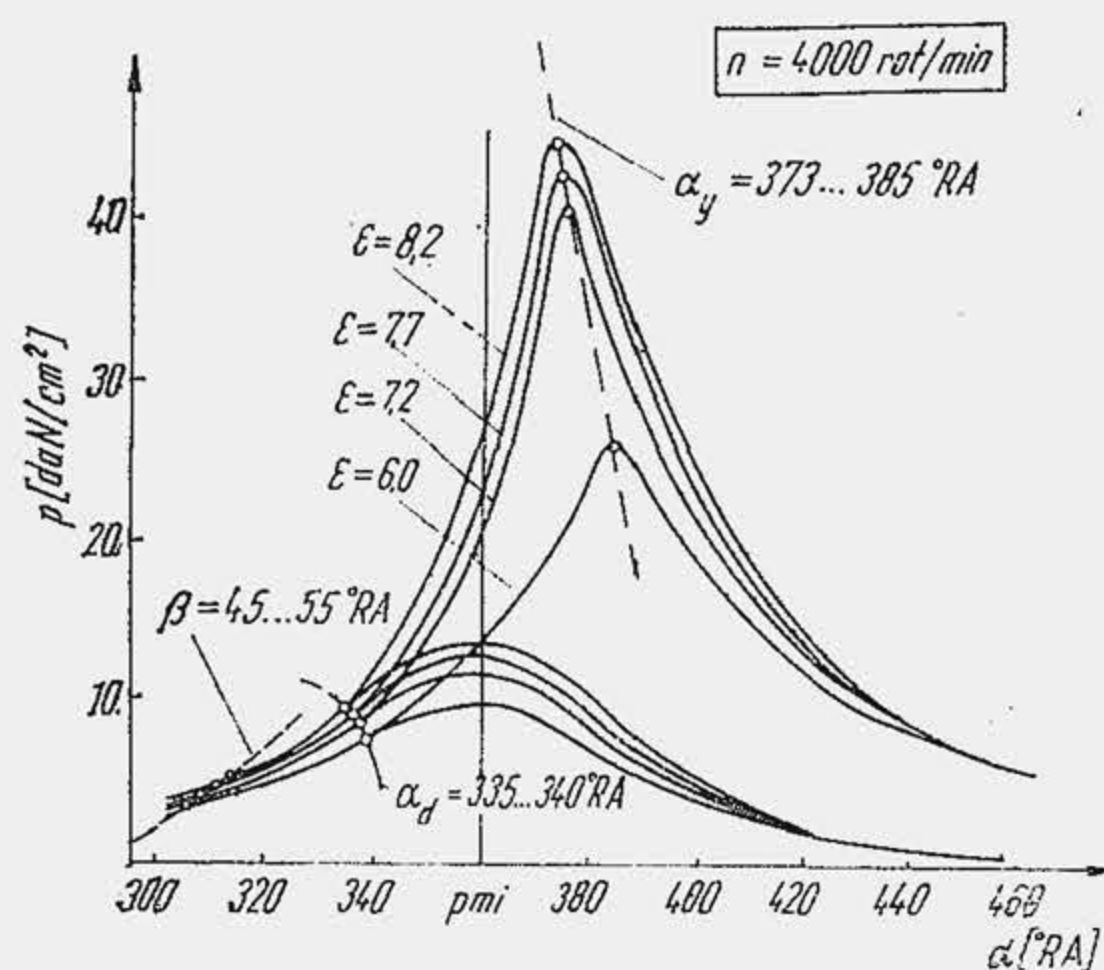


Fig. 5.47. Influența raportului de comprimare asupra presiunii maxime.

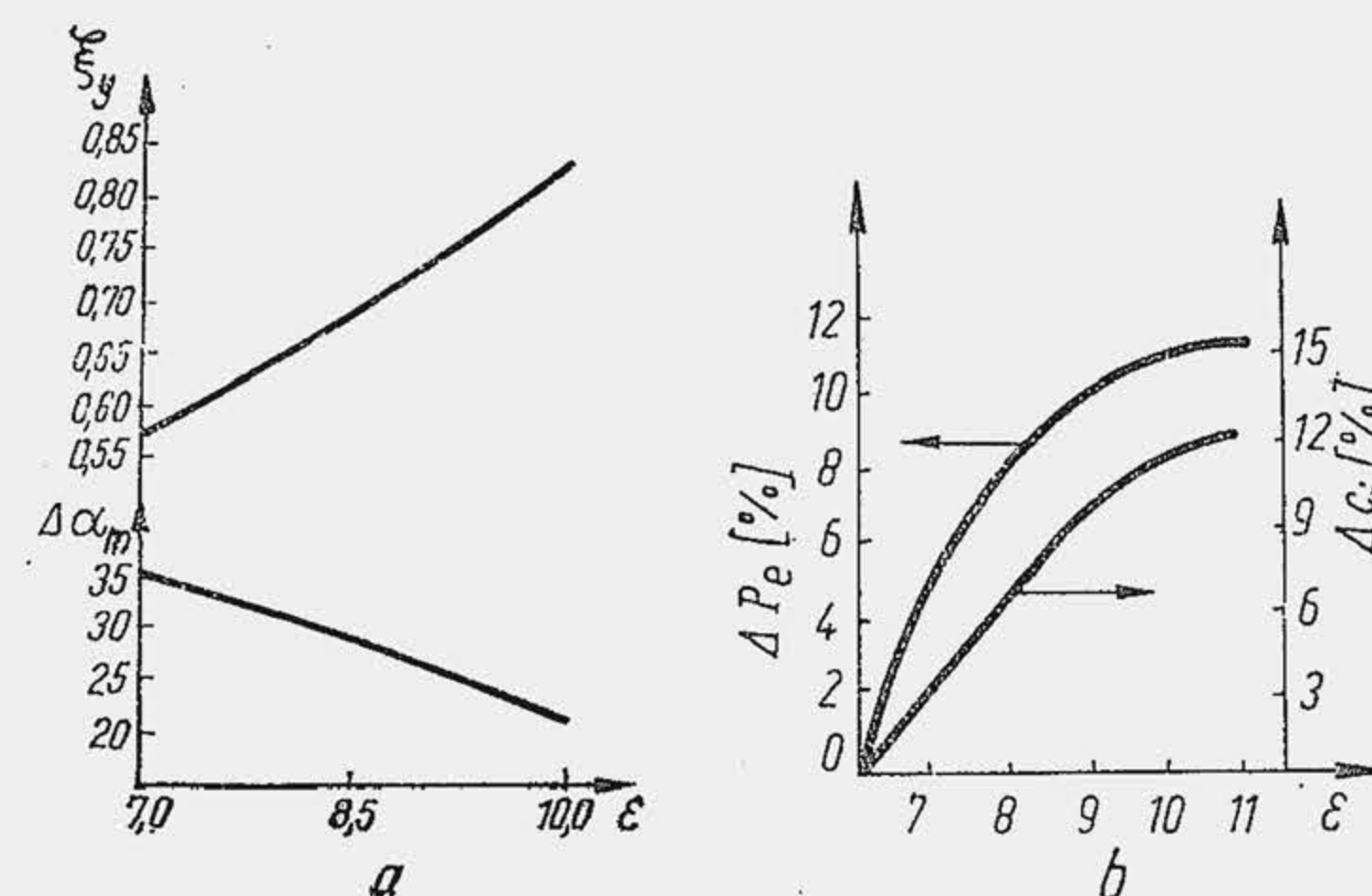


Fig. 5.48. Influența raportului de comprimare asupra unor parametri ai arderii (a) și asupra creșterii de putere și reducerii de consum specific de combustibil (b).

siderabil (fig. 5.48, a). Așadar creșterea lui  $\epsilon$  constituie o cale de intensificare a transformărilor chimice din zona de ardere, de reducere a grosimii ei. Întrucît se micșorează și  $\Delta\alpha_r$ , rezultă că intensitatea arderii moderate scade sensibil iar  $\Delta\alpha_m$  se micșorează. Astfel, întreaga durată a arderii se micșorează, ceea ce constituie principala cauză a sporirii lui  $\eta_i$  cu creșterea lui  $\epsilon$ . Experiențele lui D. Caris și E. Nelson efectuate pe motoare de serie V-8 au arătat că randamentul efectiv maxim se obține pentru  $\epsilon \approx 17$ . Se observă totodată că mărirea lui  $\epsilon$  reprezintă o sursă de sporire a puterii motorului (fig. 5.48, b) ceea ce se explică prin creșterea randamentului indicat (sau reducerea lui  $c_i$ ) și ca urmare a presiunii medii  $p_i$ . Acest fapt a permis să se stabilească experimental următoarele relații:

$$p_{\text{max}} \approx 2,2 \sqrt[3]{\epsilon^2} [\text{daN/cm}^2]; \quad c_{e \text{ min}} \approx 625 / \sqrt[3]{\epsilon} [\text{g/kWh}].$$

Creșterea lui  $\epsilon$  determină o mărire importantă a intensității detonației deoarece, evident, crește regimul de presiuni și temperaturi aplicat amestecului din zona finală. Experiența arată că începutul apariției pe ciclu a flăcărilor reci, în amestecul din ZF, avansează pe măsura creșterii lui  $\epsilon$  (fig. 5.49, a), ceea ce explică intensificarea detonației. În parte, prevenirea detonației

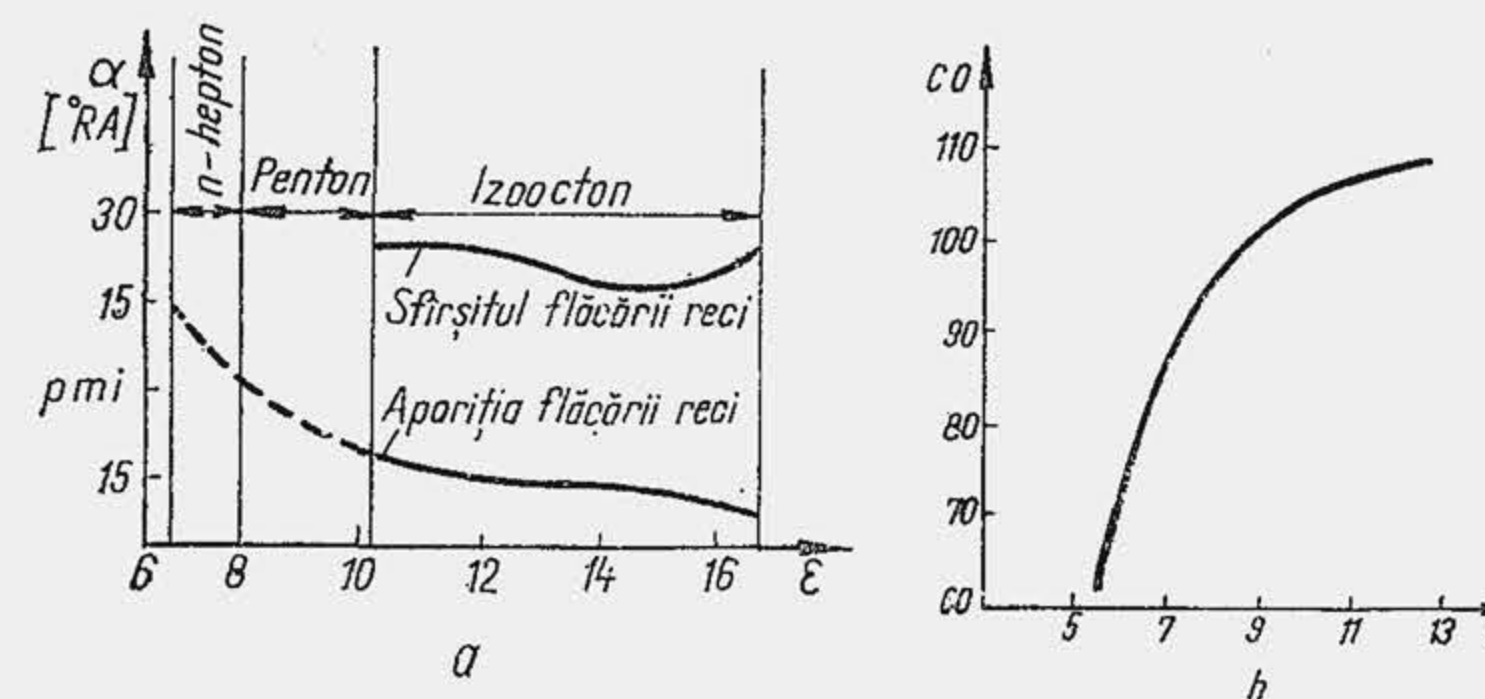


Fig. 5.49. Influența raportului de comprimare asupra momentelor declanșării și stingerii flăcărilor reci (a) și asupra cifrei octanice la limita de detonație (b).



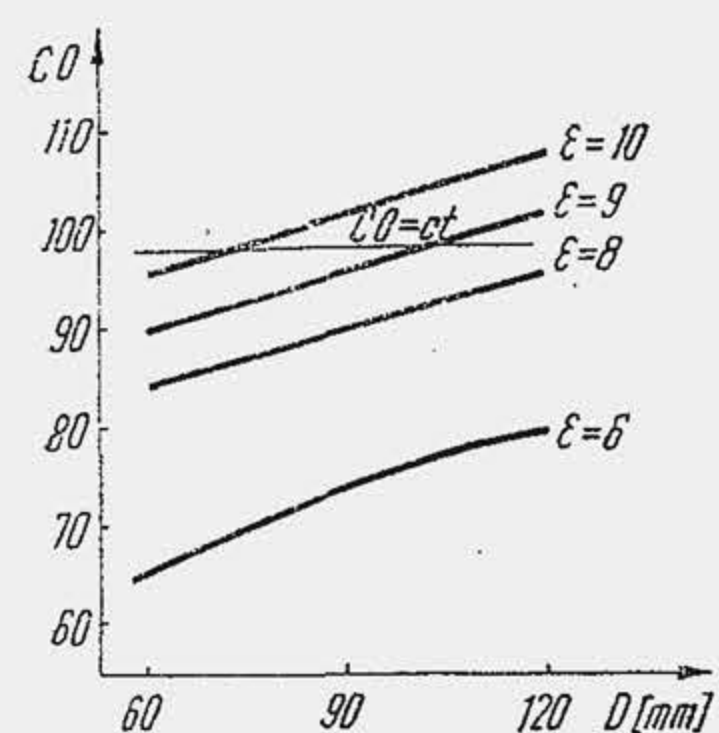


Fig. 5.50. Influența alezajului asupra cifrei octanice la limita de detonație.

**Dimensiunile cilindrului.** Modificarea dimensiunilor cilindrului determină o schimbare a duratei de propagare întrucât variază drumul parcurs de flacără  $l_f \approx D$ , când bujia se fixează la o extremitate a camerei de ardere. Ca urmare, la reducerea alezajului  $D$ , inegalitatea (5.10) arată că înclinarea la detonație scade, ceea ce se verifică experimental prin reducerea cifrei octanice (fig. 5.50). De aceea, alezajul maxim la MAS este limitat la aproximativ 100 mm. Tendința actuală de reducere a raportului  $\psi = S/D$  conduce la creșterea lui  $D$ , dacă se aplică pentru  $V_s = \text{const.}$  Se acționează în sens invers, adică se micșorează  $V_s$  și deci  $D$ , prin mărirea numărului de cilindri la aceeași cilindree totală ( $V_s = V_t/i = ct/i$ ), soluție care devine însă costisitoare în fabricație.

**Arhitectura camerei de ardere.** Alcătuirea rațională a configurației camerei de ardere constituie una dintre căile fundamentale prin care constructorul acționează pentru dirijarea arderii în motor.

Una dintre proprietățile principale ale camerei de ardere o constituie gradul de cuprindere a amestecului de către frontul de aprindere la deplasarea acestuia. În acest scop se determină caracteristica de propagare a camerei de ardere care reprezintă raportul dintre volumul relativ parcurs de frontul de aprindere, în funcție de distanța relativă pe care se deplasează. Această caracteristică se determină experimental, executînd din lemn sau ipsos o cameră de ardere și decupînd apoi treptat volumele definite de o sferă cu raza  $l_f$  și cu centrul în dreptul bujiei. În cazul (a) (fig. 5.51) flacăra cuprinde inițial cantități mari de amestec, presiunea crește repede la începutul arderii, apoi înregistrează o creștere lentă; o soluție opusă (b) conduce la creșterea lentă a presiunii la începutul fazei principale. O soluție intermediară (c) combină efectele precedente. Arhitectura camerei de ardere influențează durata propagării  $\Delta\alpha_r$  pe două căi, evidențiate de relația (5.4). Pentru a reduce drumul total  $l_f$ , se acționează atât asupra formei camerei de ardere cît și asupra poziției bujiei. În primul caz se urmărește realizarea unei camere de ardere compacte, ceea ce explică eficiența mai mare a camerelor de ardere de tip I. În al doilea caz, modificînd locul de amplasare a bujiei se acționează direct asupra duratei de propagare, ceea ce se confirmă experimental (fig. 5.52).

Camera semisferică (a) are o mare compactitate în comparație cu camera de tip L (b), de aceea viteza de creștere a presiunii este mai mare. Dacă se utilizează o cameră semisferică (c) posedînd o dublă aprindere, durata

la mărirea lui  $\epsilon$  se obține prin reducerea avansului la producerea scînteii, adică prin deplasarea arderii în destindere, pentru a limita nivelul presiunii maxime; se compromite însă puterea, dar mai ales câștigul de economicitate urmărit prin sporirea lui  $\epsilon$ . Călea cea mai eficientă, de prevenire a detonației o constituie mărirea cifrei octanice a benzinei (fig. 5.49, b) prin utilizarea unor combustibili mai rezistenți la detonație.

Creșterea lui  $\epsilon$  intensifică sensibil fenomenul arderii cu aprinderi secundare prin mărirea simultană a presiunii și temperaturii amestecului. Experiența arată că pentru  $\epsilon > 10 \dots 11$  bariera principală în calea creșterii în continuare a lui  $\epsilon$  o constituie arderea cu aprinderi secundare.

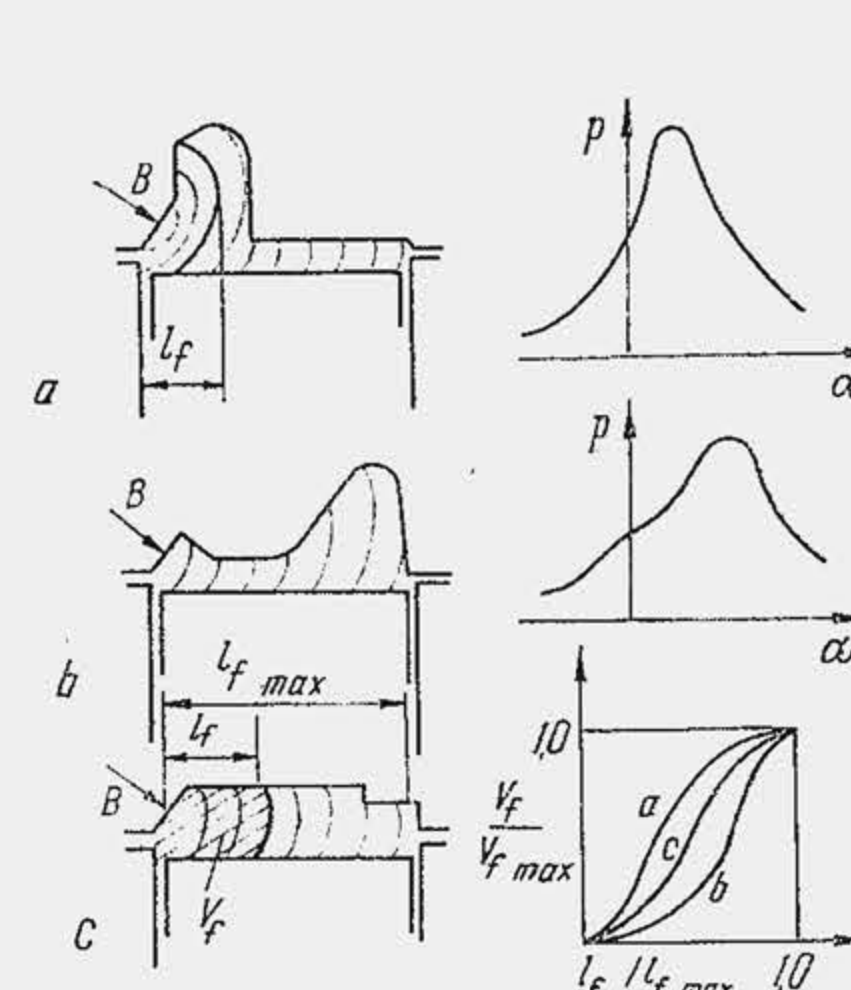


Fig. 5.51. Influența formei camerei de ardere asupra variației presiunii și a volumului relativ de amestec cuprins de frontul de aprindere.

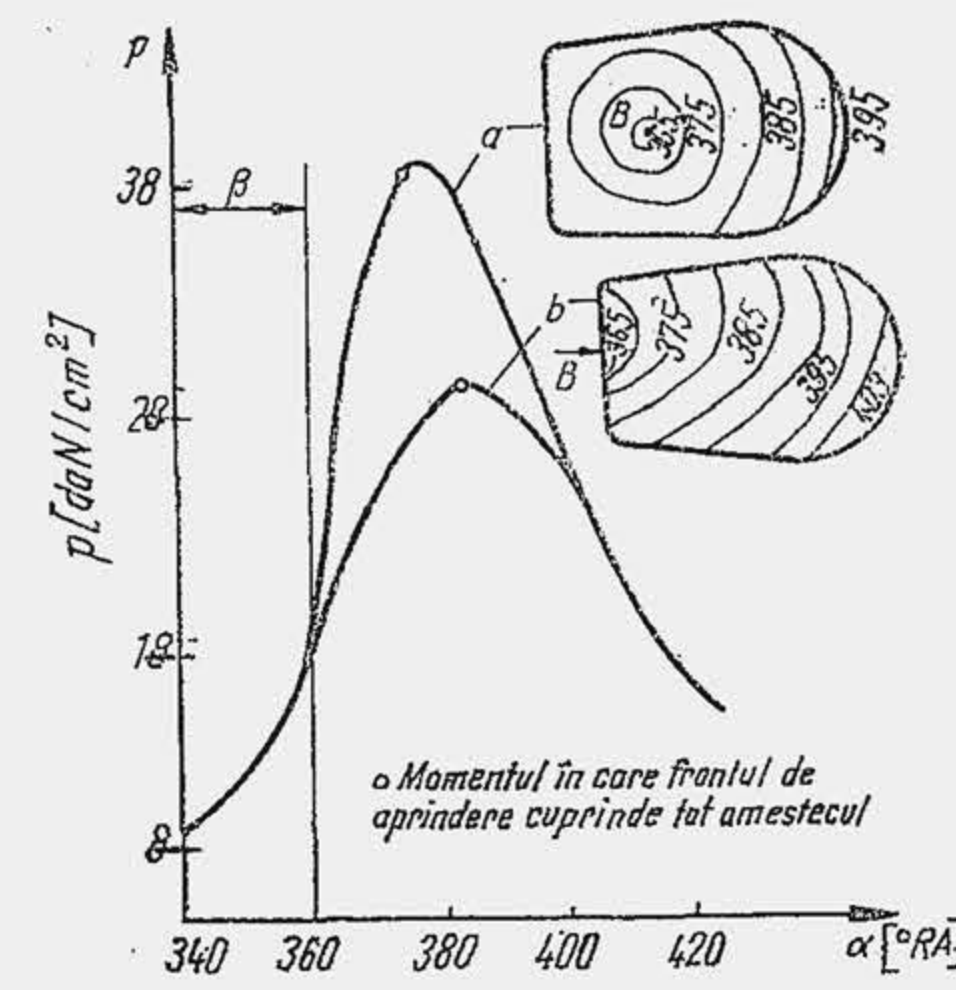


Fig. 5.52. Influența poziției bujiei asupra variației presiunii în faza de ardere vizibilă.

arderii scade substanțial, iar viteza de creștere a presiunii ia valori ridicate (fig. 5.53). Dubla aprindere, deși îmbunătățește performanțele de ardere și mărește siguranța în funcționare (de aceea se utilizează pe motoarele de avion), este costisitoare. Camera de ardere semisferică se realizează ușor la motoarele în doi timpi, fără supape. La motoarele în patru timpi (fig. 5.54) camera semisferică (a) și (b) pretinde așezarea supapelor în poziție înclinată în chiulasă — soluție costisitoare care se aplică frecvent la motoarele de performanță (turisme sport sau de curse); camera în acoperiș (c) se apropie de camera semisferică.

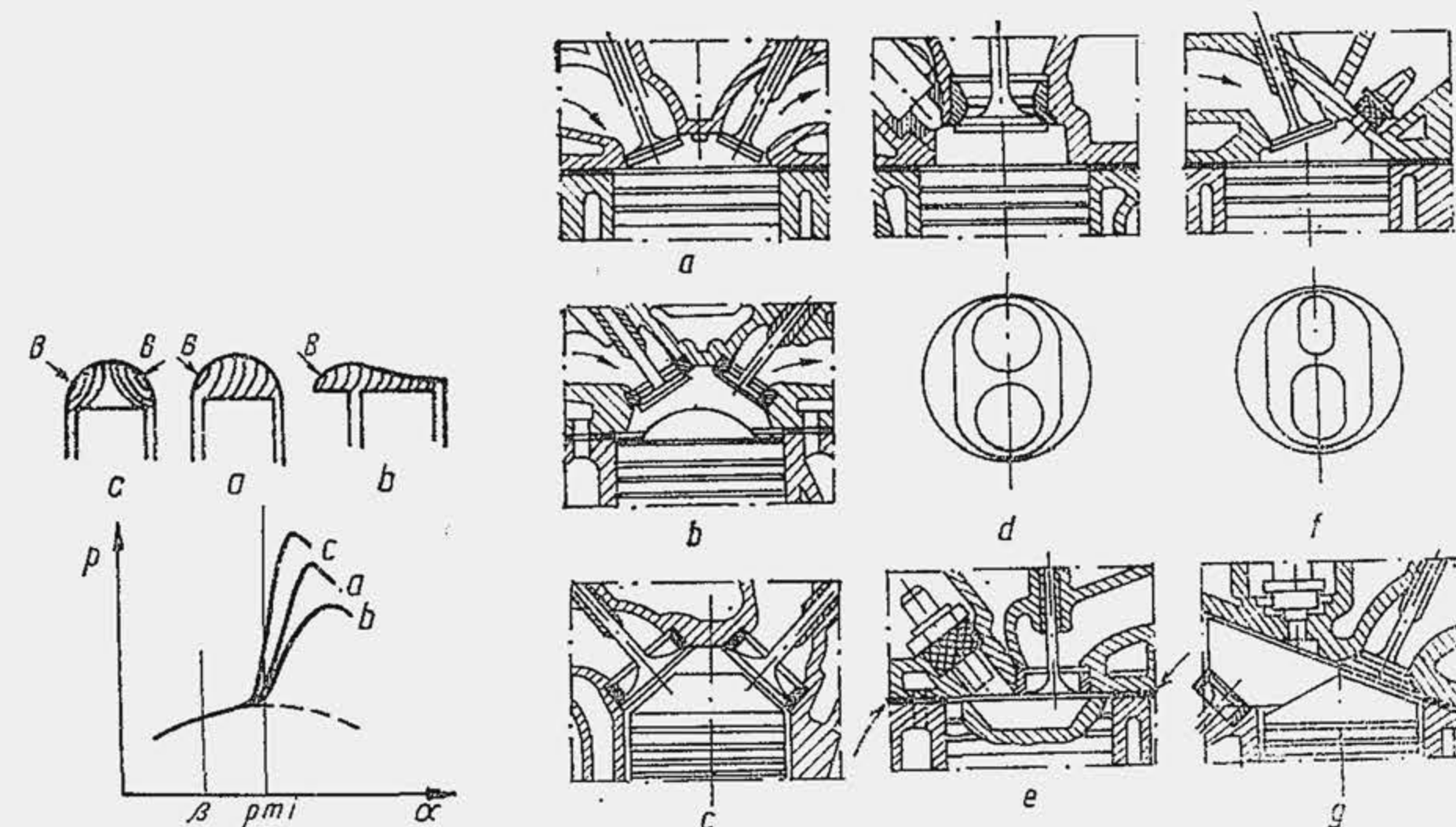


Fig. 5.53. Influența formei camerei de ardere și a poziției bujiei asupra presiunii maxime.

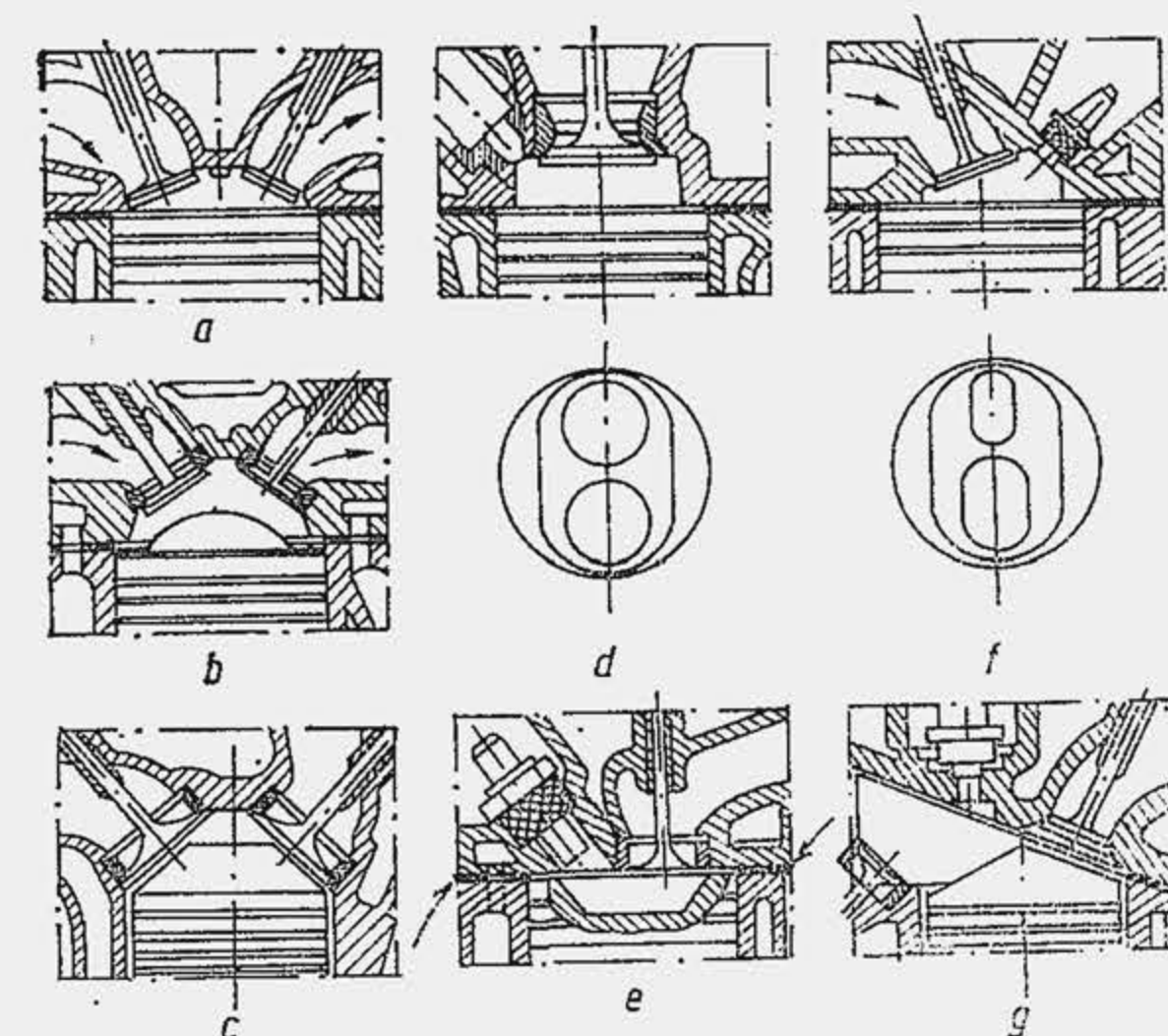


Fig. 5.54. Arhitectura unor camere de ardere.



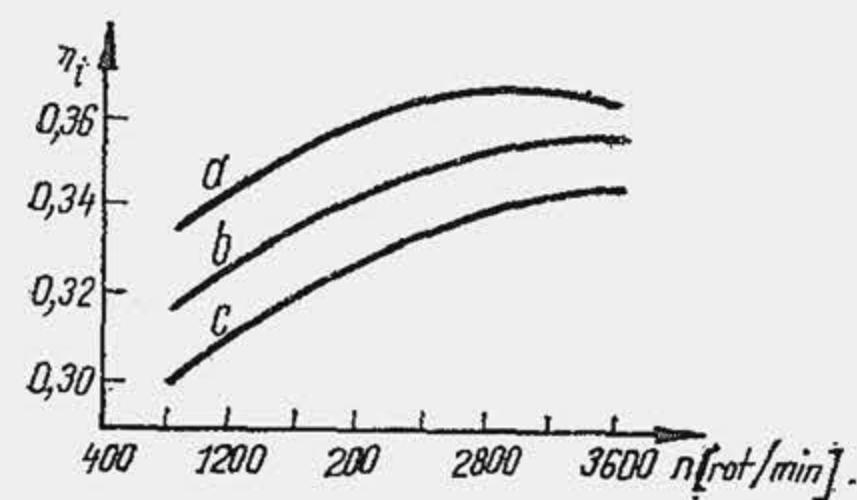


Fig. 5.55. Influența formei camerei de ardere asupra randamentului indicat: a — cameră semisferică (supape înclinate); b — camera în I (supape paralele); c — cameră în L (supape laterale).

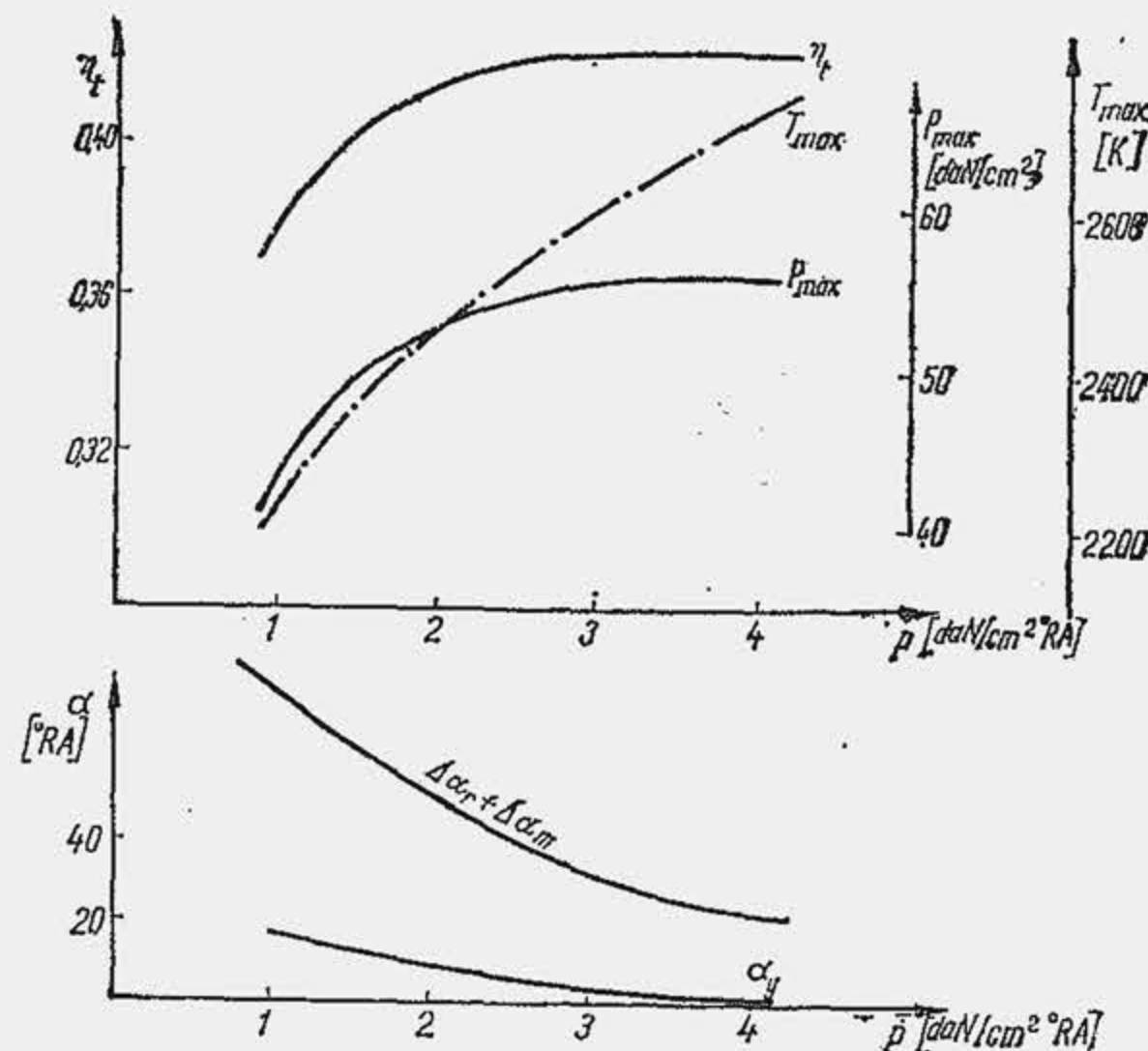


Fig. 5.56. Influența vitezei medii de creștere a presiunii asupra unor mărimi caracteristice.

O a doua proprietate principală a camerei de ardere o constituie capacitatea ei de a produce o mișcare dirijată (mișcare radială) și de a intensifica turbulența la sfârșitul cursei de comprimare. Pe această cale se mărește viteza de propagare  $W_f$ . În acest scop se creează efectul de prag (v. par. 4.3.5). La camera de ardere *baie* (d) și (e) efectul de prag se realizează în chiulasă sau piston; supapele sînt paralele cu axa cilindrului, dar au diametrul redus; la camera de ardere *pană* (f) supapele sînt înclinate, dar au diametrul telerului mare. Camera *Rover* (g) realizează o mișcare intensă cu supape mari, cu amestecul concentrat în jurul bujiei, dar antrenarea supapelor este complicată.

Camera în chiulasă reprezintă o soluție tehnologică simplă, deoarece chiulasa se obține prin turnare. Cupa în piston obținută prin prelucrări mecanice, complică fabricația și mărește costul. Din relația (4.45) rezultă diametrul relativ critic al cupei, dacă se pune condiția  $W_r = W_{rmax}$ , adică  $dW_r/d\delta = 0$ . Se obține  $\delta_{cr} = 0,33$ . Cazul  $\delta < \delta_{cr}$  nu interesează deoarece mișcarea e mai puțin intensă și supapa are diametrul mic; cazul  $\delta > \delta_{cr}$  reprezintă un compromis care asigură  $\bar{d}_{sa}$  și  $\eta_v$  ridicate, dar  $W_r < W_{rmax}$ . Eficiența economică a unor tipuri de camere de ardere se arată în figura 5.55.

Procedeele actuale de control al procesului de ardere în MAS prin forma camerei de ardere și poziția bujiei, conduc la o mare varietate de legi de variație a presiunii în faza arderii rapide, caracterizate prin viteza medie de creștere a presiunii  $\bar{p}$ .

În figura 5.56 se arată variația unor indici caracteristici ai ciclului cu viteza medie de creștere a presiunii. Se observă că randamentul crește sensibil numai la începutul intervalului, ceea ce permite să se conchidă că din punctul de vedere al eficienței economice este posibil să se limiteze viteza medie de creștere a presiunii la 1,0...2,0 daN/cm<sup>2</sup> RA. Se observă că pentru  $\bar{p}$  mai mare, cînd durată arderii scade sub 40...45°RA, randamentul se apropie de valoarea superioară. Cercetările arată [15] că la durate relativ reduse, de ordinul 30°RA, viteza medie

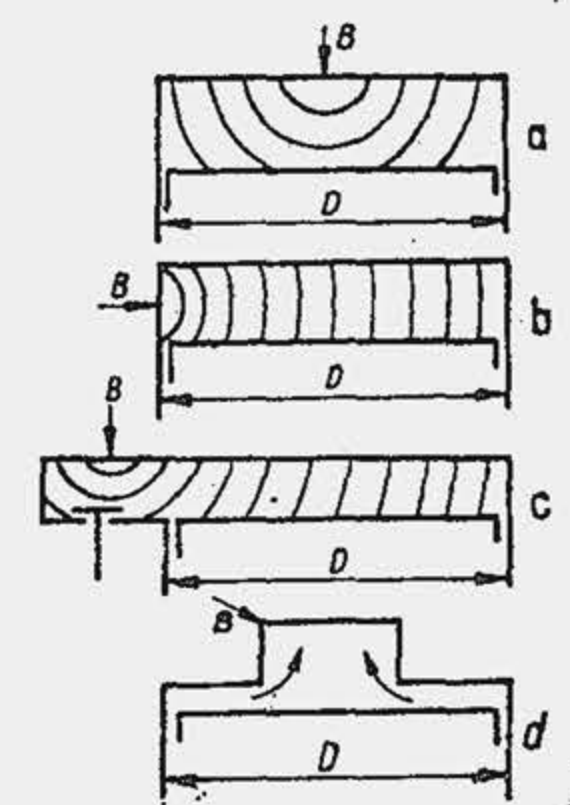


Fig. 5.57. Influența poziției bujiei asupra drumului parcurs de frontul de aprindere.

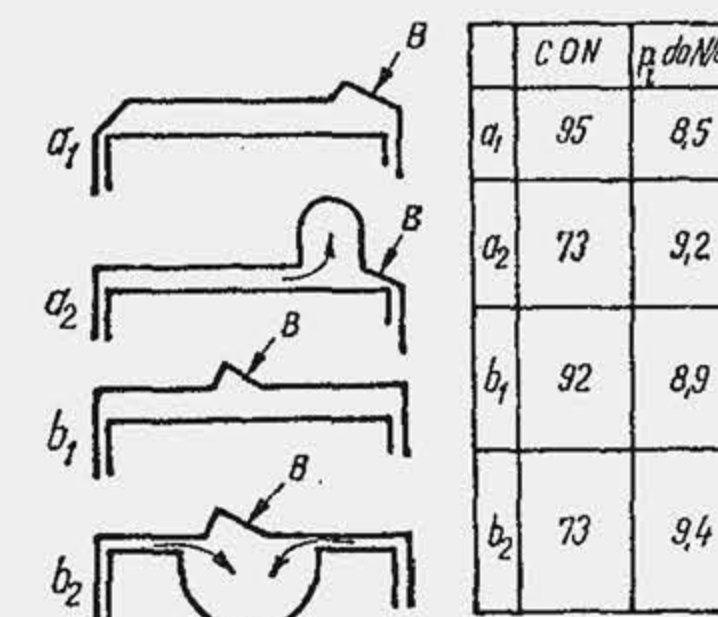


Fig. 5.58. Influența arhitecturii camerei de ardere asupra cifrei octanice necesare și presiunii medii indicate.

de creștere a presiunii nu mai influențează sensibil randamentul, ceea ce definește domeniul de optimizare a camerei de ardere și valorile raționale la efectuarea calculului arderii (v. par 5.6);

O a treia proprietate a camerei de ardere o constituie înclinarea ei la detonație care se judecă sub două aspecte: unul se referă la apariția propriu-zisă a detonației, celălalt se referă la intensitatea detonației, adică la masa  $m_{zf}$  care detonează, deoarece aceasta definește consecințele fenomenului. În ceea ce privește primul aspect, prin arhitectura camerei de ardere se acționează fie asupra lui  $l_f$ , fie asupra lui  $\bar{W}_f$  (v. rel. 5.10). Camera în I cu poziția centrală a bujiei (fig. 5.57, a) asigură un drum mai scurt de propagare decât aceeași cameră cu poziția laterală a bujiei (b). Drumul cel mai lung și înclinarea la detonație cea mai mare le realizează camera în L. Asociind la acest dezavantaj pe acela privind unghiul secțiune redus, se înțelege de ce această cameră cu mare simplitate constructivă a devenit inacceptabilă pentru motoarele actuale cu  $\epsilon$  mare și turație ridicată. În fine, efectul de prag la camera în I (d) reduce și mai mult pericolul de detonație, deoarece mișcarea intensă a fluidului motor în cursa de comprimare, dar mai ales în cursa de destindere, împiedică formarea locală a flăcării reci, promotor de detonație. În ceea ce privește al doilea aspect, proiectantul poate controla masa amestecului din ZF prin distribuția convenabilă a fluidului motor în camera de ardere. Camera de ardere a (v. fig. 5.51) produce o creștere rapidă de presiune la începutul fazei principale de ardere, ceea ce sporește înclinarea ei la detonație, dar, pe de altă parte, prin mărirea volumului de gaze  $V_{ga}$  cuprins de frontul de aprindere se micșorează masa  $m_{zf}$ , ceea ce limitează consecințele detonației. S-a dovedit pe cale experimentală (fig. 5.58) că o concentrare judicioasă a fluidului motor în jurul bujiei, asociată cu o intensificare a turbulenței prin mărirea efectului de prag al chiulasei (a<sub>2</sub>) sau al pistonului (b<sub>2</sub>), duce la o micșorare substanțială a cifrei octanice necesare (CON) a combustibilului. Distribuția rațională a încărcăturii proaspete în camera de ardere are o însemnătate deosebită în cazul rapoartelor de comprimare ridicate ( $\epsilon > 9...10$ ). Un efect important, în același sens se obține prin reducerea jocului  $j$  (fig. 5.59) dintre piston și chiulasă, la  $\bar{p}_{mi}$ , deoarece pe această cale se intensifică efectul de prag al pistonului



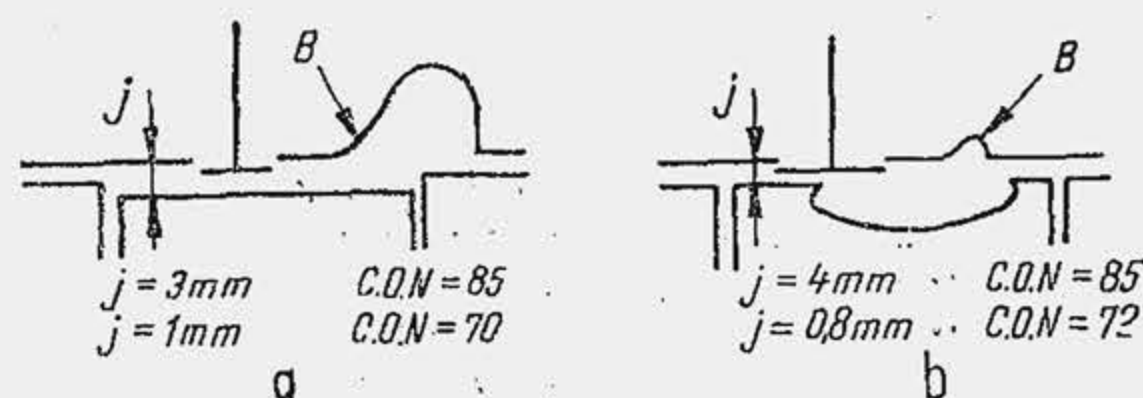


Fig. 5.59. Influența jocului dintre piston și cilindru asupra cifrei octanice necesare.

De aceea, este rațional ca bujia să fie plasată în dreptul supapei de evacuare. Soluția este obiecționabilă întrucât bujia se încălzește intens, udată fiind de gazele de ardere. În practică se alege o soluție de compromis.

**Numărul de cilindri.** La motorul policilindric mai multe împrejurări împiedică funcționarea identică a tuturor cilindrilor și anume: distribuția neuniformă a fluidului proaspăt între cilindri, abaterile tehnologice, neuniformitatea mișcărilor fluidului proaspăt în cilindru, avansul neuniform la producerea scînteii etc. Măsurările de compoziție (efectuate prin prelevarea gazelor din galeria de evacuare a fiecărui cilindru și analiza lor) arată că există abateri importante de la valoarea medie a coeficientului  $\lambda$ , determinat în camera de amestec a carburatorului. Dacă  $\lambda_i$  este coeficientul de dozaj al aerului pentru un cilindru oarecare, atunci abaterea relativă este definită de relația

$$\Delta\lambda_i = 100(\lambda_i - \bar{\lambda})/\bar{\lambda} [\%]$$

și s-a modificat la un motor cu opt cilindri în limitele  $-26,8...+28,5\%$  (tab. 5.1). Cilindrii care primesc amestec bogat dezvoltă o putere mai mare dar au totodată și un  $\eta_i$  mai mic. Abaterile  $\Delta\lambda_i$  se datoresc atât distribuției neuniforme a aerului cît și a combustibilului. S-a arătat că (par. 2.1.5.3) interferența procesului de admisiune la motorul policilindric și ordinea de

Tabela 5.1

Distribuția dozajului între cilindrii unui motor în V

Numărul cilindrului	Coeficientul de dozaj al aerului $\lambda$	Abaterea [%]
1	1,267	+10,3
2	1,477	+28,5
3	1,350	+17,5
4	1,270	+10,5
5	0,840	-26,8
6	1,005	-12,5
7	0,930	-19,0
8	1,050	-8,5
media	1,148	—

sau chiulasei. În ceea ce privește poziția bujiei se observă că frontul de aprindere trebuie să cuprindă în primul rînd zonele de amestec cu înclinarea cea mai mare la detonație, de exemplu, amestecul din dreptul supapei de evacuare care se încălzește mai intens în contact cu supapa fierbinte.

aprindere sînt în măsură să diferențieze pe  $\eta_i$  și deci consumul de aer al fiecărui cilindru. Distribuția neuniformă a combustibilului este determinată de pulverizarea și vaporizarea combustibilului, de curba de distilare fracționată a benzinei.

Picăturile de combustibil se vaporizează treptat în lungul conductei din care cauză masa picăturii variază la rîndul ei în lungul traseului (fig. 5.60), la 300 mm de difuzor, fiind de 5...6 ori mai mică; în plus apar neomogenități în lungul coloanei de fluid.

Picăturile mari sau cele care conțin fracțiuni grele se depun pe galeria de admisiune sub formă de peliculă a cărei grosime crește în lungul conductei și ajunge să reprezinte la 300 mm de difuzor aproximativ 10% din consumul de combustibil  $C_c$  la plină sarcină și 30% la circa 1/3 din sarcină (reducerea consumului de aer micșorează viteza de curgere iar picăturile mari nu se mențin în curentul de aer). Distribuția amestecului între cilindri are loc neuniform și pentru că picăturile de combustibil formate din hidrocarburi grele, din cauza inerției nu urmăresc uniform traseele neidentice oferite de conducta de admisiune. Unii cilindri primesc mai multe fracțiuni ușoare, care conțin hidrocarburi parafinice cu o cifră octanică mare, alți cilindri primesc mai multe fracțiuni grele care conțin hidrocarburi parafinice care au CO mică sau hidrocarburi aromatice cu cifră octanică ridicată (fig. 5.61, c). Turația și sarcina influențează diferit distribuția neuniformă a amestecului (fig. 5.61). La reducerea turației (a) abaterea  $\Delta\lambda_i$  crește, ceea ce se explică prin reducerea vitezei aerului prin difuzorul carburatorului și galeria de admisiune; se micșorează viteza de vaporizare (v. rel. 4.26) iar picăturile mai mari, din cauza inerției se distribuie mai neuniform. La reducerea sarcinii (b) s-a obținut o dependență opusă, abaterea micșorîndu-se. În acest caz, peste acțiunea de reducere a vitezelor de curgere (se micșorează consumul de aer) se suprapune acțiunea de reducere a presiunii din galerie  $p_{ga}$  (v. rel. 4.26), ceea ce intensifică viteza de vaporizare, efectul global fiind o distribuție mai uniformă a amestecului.

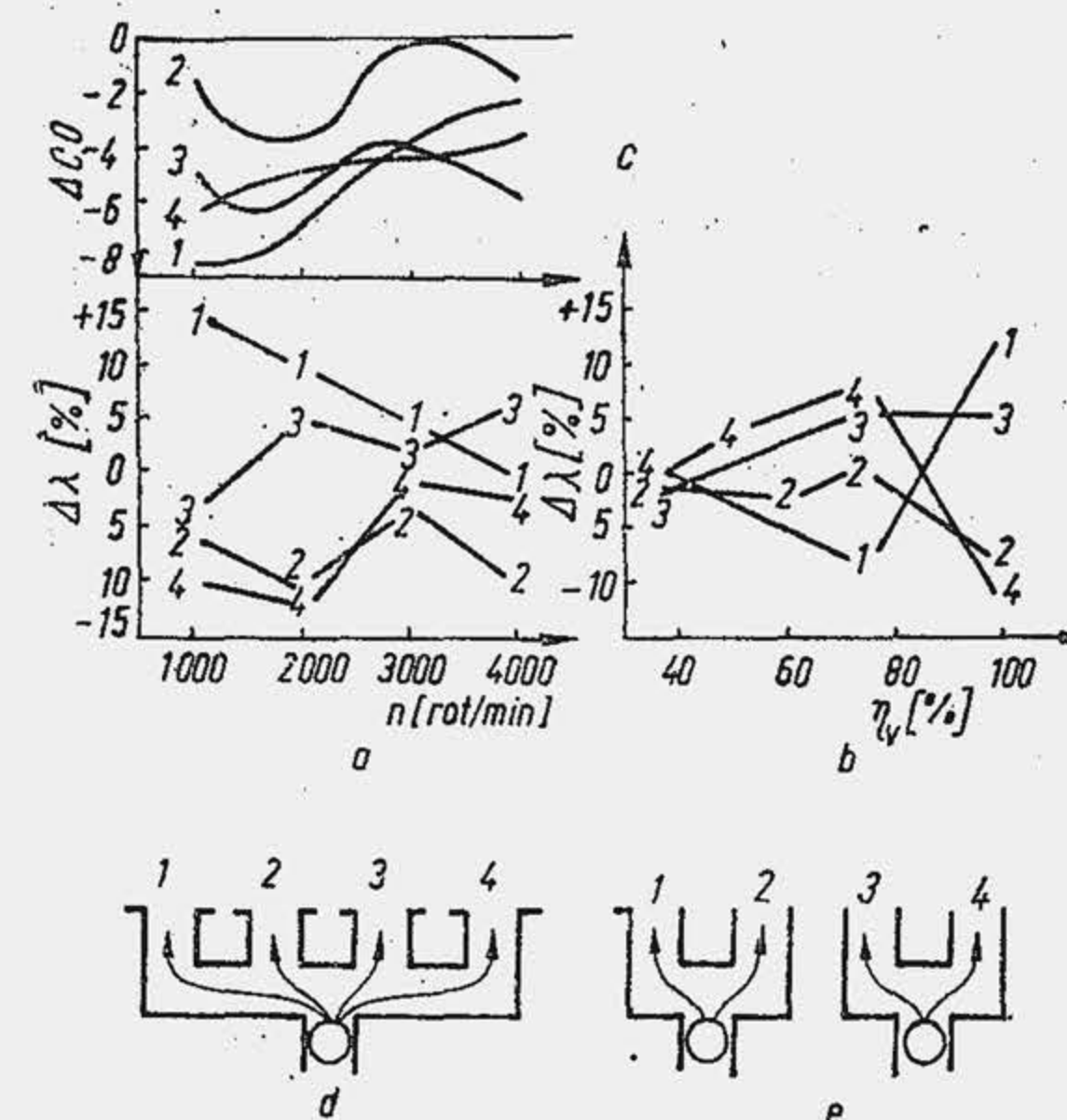


Fig. 5.61. Influența unor factori asupra distribuției neuniforme a combustibilului între cilindri.

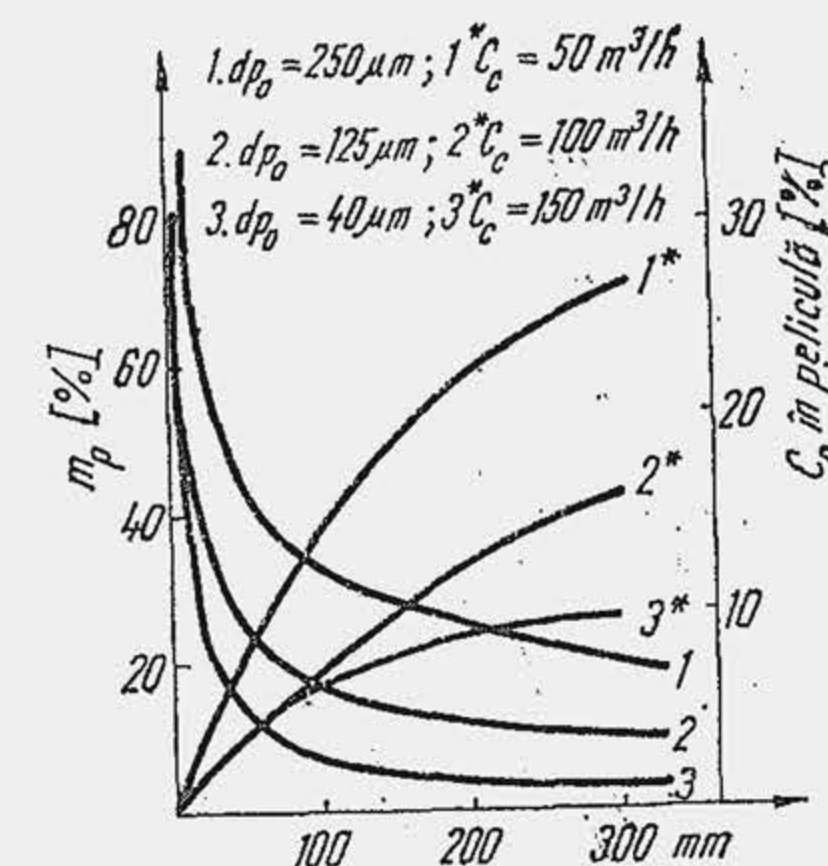
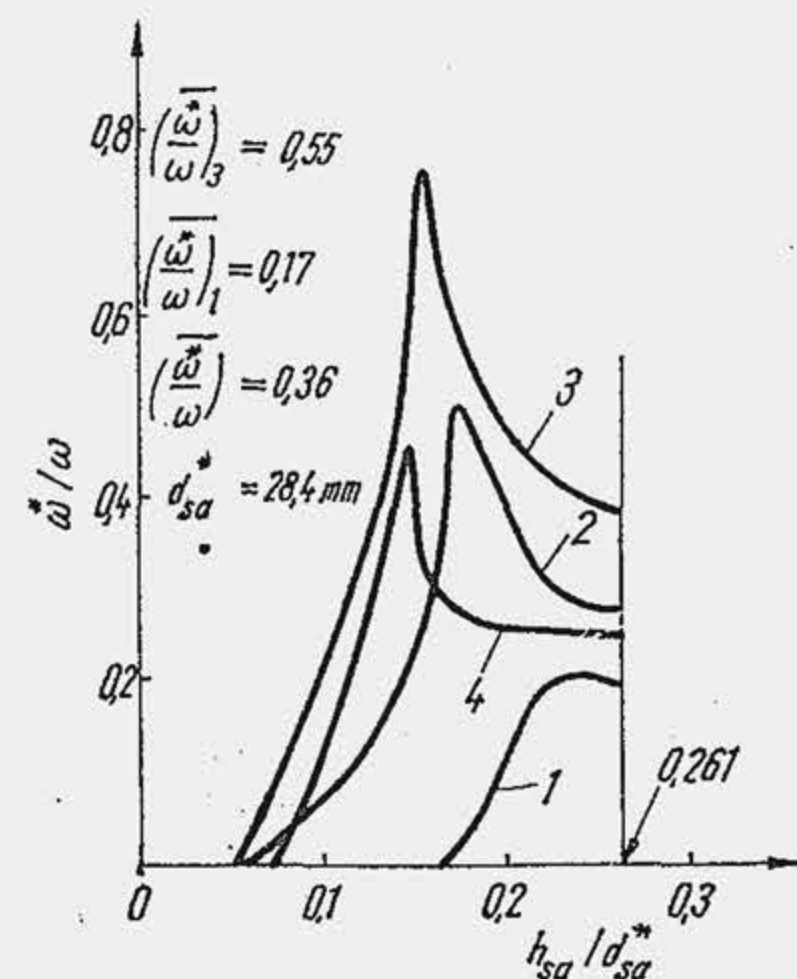


Fig. 5.60. Dependența masei picăturilor și a masei peliculei de combustibil de pe perete de lungimea traseului de admisiune.

Căile pentru reducerea distribuției neuniforme sînt: 1) mărirea vitezei fluidului proaspăt prin difuzorul carburatorului și conductei de admisiune; 2) reducerea la minimum a conductei de admisiune și egalarea distanțelor dintre cilindri, folosind în locul unui carburator central (d) două carburatoare (e); 3) încălzirea mai intensă a fluidului proaspăt; 4) folosirea unui combustibil cu volatilitate superioară. Oricare dintre metodele enunțate







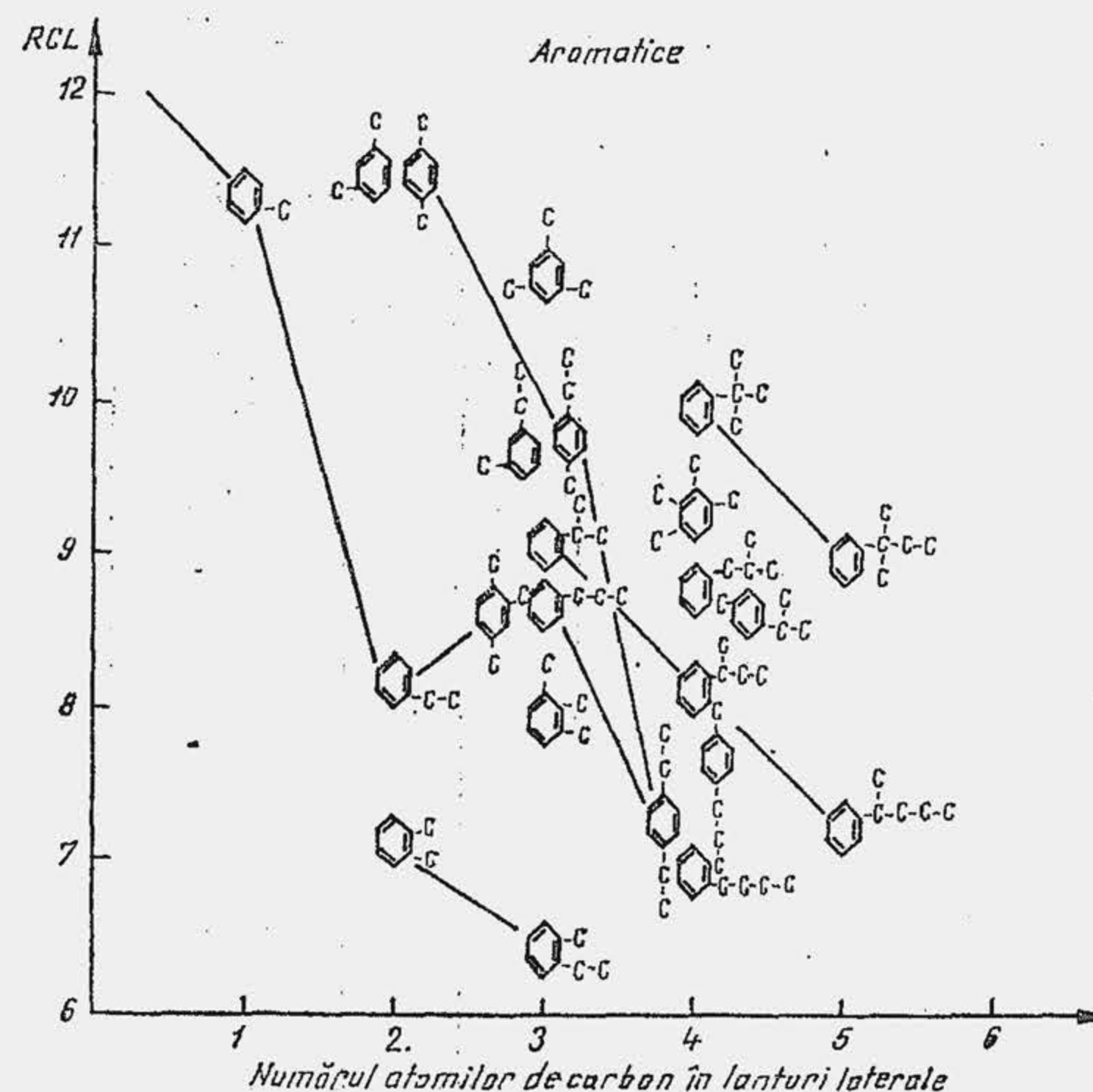


Fig. 5.65. Dependența raportului de comprimare limită asupra numărului de atomi de carbon din lanțurile laterale ale moleculei de benzen.

tiza molecula — duce la creșterea CO adică a rezistenței la detonație — liniile dirijate spre dreapta sus.

Hidrocarburile aromatice sînt interesante deoarece se găsesc aproape toate în intervalul de fierbere a benzinei și au  $CO > 100$ . Hidrocarburile aromatice au moleculele alcătuite din unul sau mai multe nuclee, benzenice, cu sau fără catene laterale. Prin adăugarea unui lanț lateral la nivelul benzenic și prin creșterea lungimii lanțului,  $RCL$  scade; ramificarea lanțului mărește  $RCL$  (fig. 5.65). Corelația dintre structura moleculară a hidrocarburi și rezistența la detonație capătă o anumită explicație în lumina teoriei care consideră detonația ca un proces polistadial de autoaprindere la temperatură joasă. Valoarea antidetonantă a hidrocarburilor, determinată de sporirea compactității moleculelor crește probabil ca urmare a măririi rezistenței la atacul moleculei de către oxigen și deci la formarea de peroxizi și flăcări reci.

Întrucît combustibilii pentru motoare sînt amestecuri de hidrocarburi se înțelege că aceia care conțin hidrocarburi cu structură chimică mai compactă (izoparafine, aromatice) se bucură de o mai mare rezistență la detonație. În prezent s-au dezvoltat două căi prin care se realizează o sporire a valorii antidetonante a combustibililor și anume: 1) prin prelucrare chimică; 2) prin aditivare. Influența procedurii de fabricație a benzinei asupra  $RCL$  este arătată în figura 5.66, a. Cifra octanică variază, cu compoziția fracționată numai pentru benzinele de distilare primară și cele de cracare (fig. 5.66, b). În aceste cazuri, odată cu scăderea punctului final de fierbere scade conținutul de alcani cu număr mare de atomi în moleculă și crește conținutul

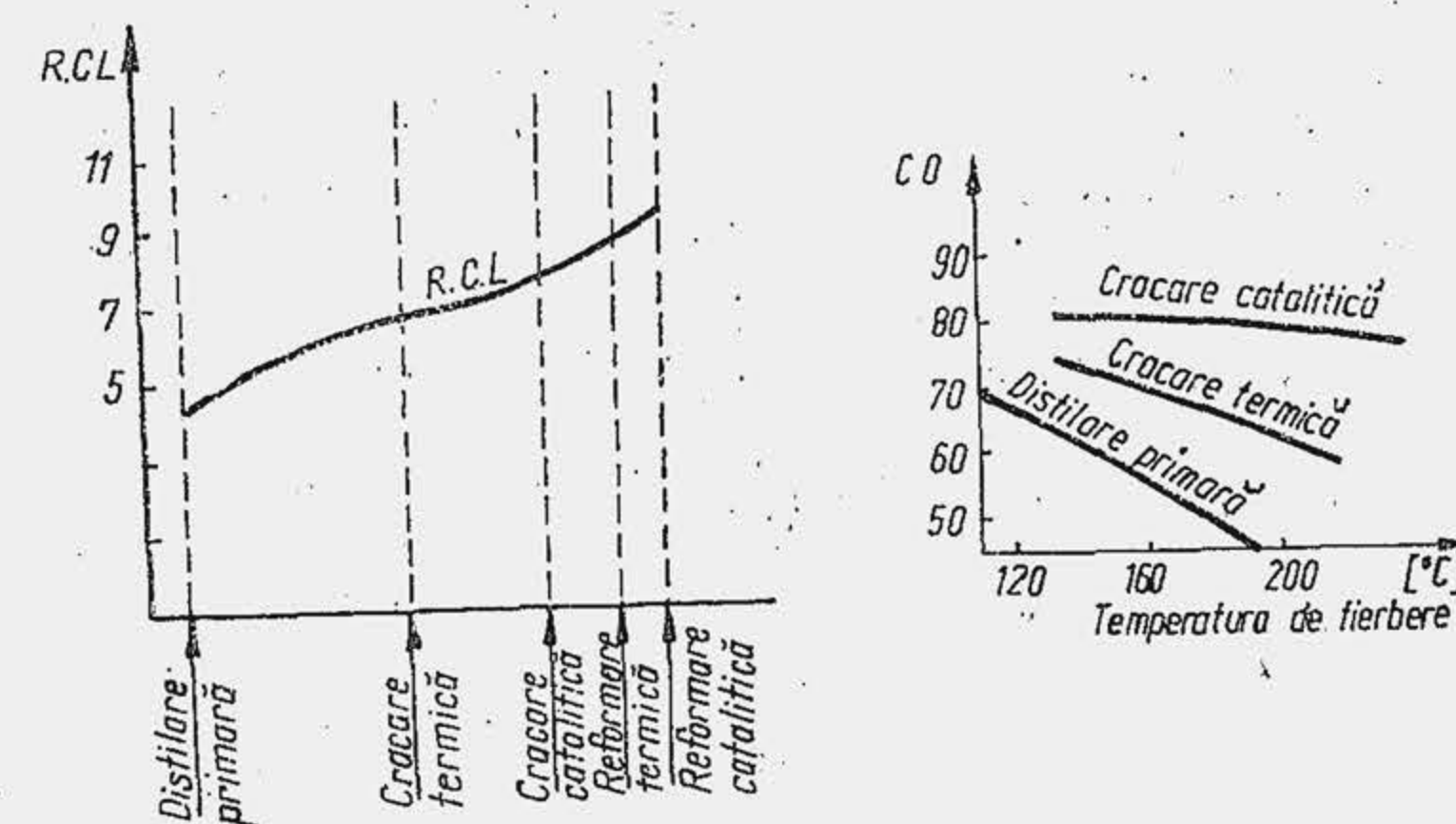


Fig. 5.66. Dependența  $RCL$  și  $CO$  de procedul de prelucrare a benzinei.

de hidrocarburi ușor volatile. Benzinele de cracare catalitică nu-și modifică  $CO$  datorită aromatelor. Benzinele de distilare primară sau cracare catalitică, determină variații importante ale  $CO$  pentru diverși cilindri.

Mărirea cifrei octanice a combustibilului prin prelucrare chimică determină o creștere a costului, ceea ce micșorează efectul economic, obținut prin utilizarea rapoartelor mari de comprimare care reduc consumul specific de combustibil. De aceea se observă că există o cifră octanică optimă la care se realizează efectul economic global. Adăugarea în combustibil a unor substanțe în cantități mici, numite aditivi sau antidetonanți, are drept urmare o sporire considerabilă a  $CO$ . Cel mai vechi antidetonant, folosit și în prezent, este tetraetilul de plumb,  $Pb(C_2H_5)_4$ , sau prescurtat TEP care este un lichid incolor și inodor. Fiind extrem de toxic, prezența lui în benzină se semnalează prin adăugare de coloranți (albastru sau roșu) în cantități foarte mici (0,0015%). TEP se descompune prin încălzire în plumb și radicali etili după reacția  $Pb(C_2H_5)_4 \rightarrow Pb + 4C_2H_5$ ; atât metalul cît și radicalul au acțiuni specifice de inhibare a reacției de flacără rece [2]. Plumbul se oxidează ( $PbO$ ,  $PbO_2$ ) reacționează cu peroxizii organici și reduce intensitatea reacțiilor premergătoare detonației. Bioxizii de plumb se regenerează după fiecare reacție cu peroxizii, ceea ce explică eficacitatea unor cantități foarte mici de TEP (fig. 5.67). Creșterea asimptotică a eficienței TEP, limitează proporția rațională de TEP (pentru o benzină alcalină primul ml de TEP ridică  $CO$  cu circa 16 unități, al doilea ml cu numai 4,25 unități etc.). În prezent conținutul de TEP nu depășește 10/100

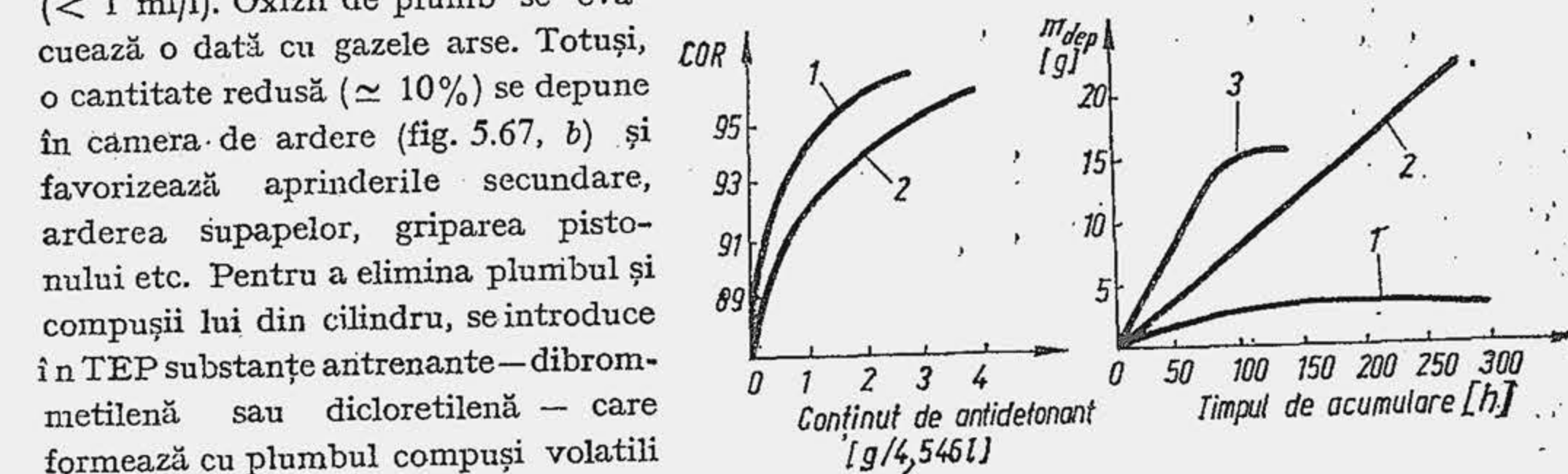


Fig. 5.67. Influența conținutului de antidetonant (1—AK—33X; 2—TEP) asupra cifrei octanice și a masei depozitelor (1—TEP = 0,0%/100; 2—0,4%/100; 3—0,8%/100).

antrenante și coloranți poartă nu-



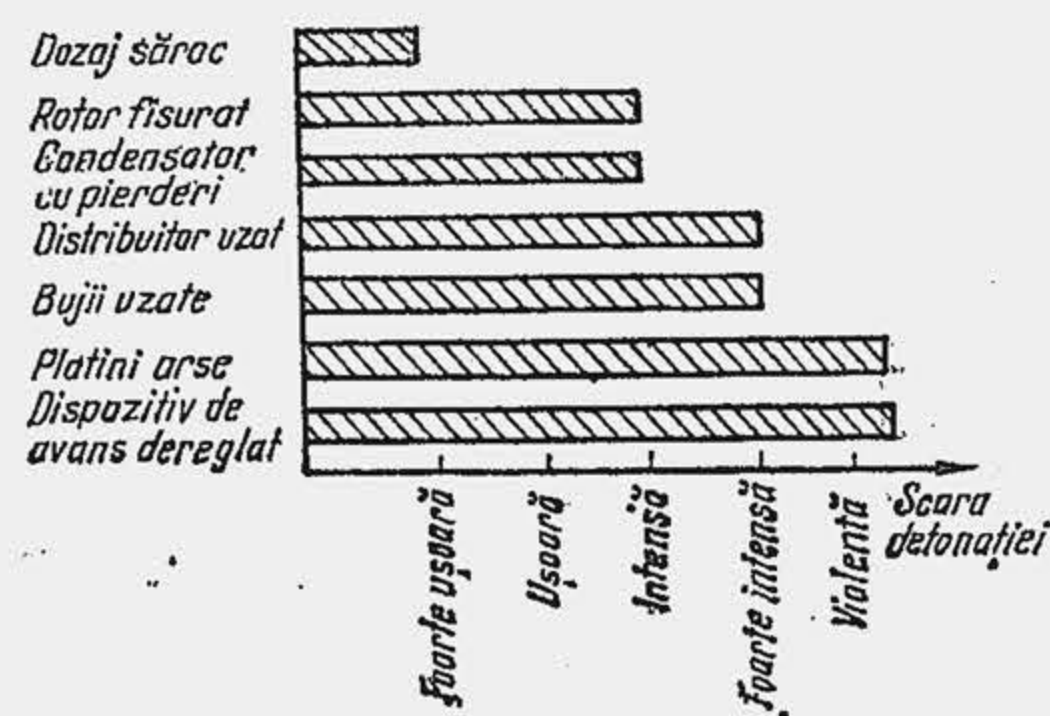


Fig. 5.68. Influența unor factori de exploatare asupra detonației.

dovedit a fi foarte eficienți, pentru prevenirea aprinderilor secundare.

Cifra octanică mecanică și cifra octanică chimică sînt noțiuni răspîndite recent în literatură care vor să sublinieze aportul fiecărui domeniu al industriei și cercetării în direcția perfecționării MAS-ului pentru a atinge puteri ridicate și consumuri specifice de combustibil reduse, prin mărirea raportului de comprimare. Astfel cifra octanică chimică, care este o realizare a inginerului chimist se obține prin modificarea adecvată a structurilor chimice ale hidrocarburilor și folosirea aditivilor. Cifra octanică mecanică, care este o realizare a inginerului mecanic, se obține prin controlul aprinderii, arhitectura camerei de ardere, modificarea fazelor de distribuție, carburatie și injectie.

Condițiile de exploatare pot modifica sensibil înclinarea la detonație a motorului. Astfel, întreținerea incorectă a motorului (sărăcirea amestecului prin obturarea parțială cu impurități a jiclorilor, uzura nepermisă a pieselor componente ale sistemului de aprindere) duce la apariția detonației. În figura 5.68 se prezintă influența unor defecțiuni survenite în exploatare asupra înclinării la detonație a motorului. Evaporarea fracțiunilor ușoare ale benzinelor în stocaj duce la scăderea CO pînă la 10 unități. Pentru a împiedica intrarea motorului în detonație în acest caz, sistemul de aprindere se echi-pează uneori cu un dispozitiv de variație a avansului la producerea scînteii (octan selector) după caracteristicile benzinelor utilizate în exploatare.

## 5.6. CALCULUL PROCESULUI DE ARDERE

Calculul arderii urmărește să precizeze legea de variație a presiunii  $p(\alpha)$  în perioada degajării căldurii de reacție în vederea: 1) determinării presiunii maxime din cilindru, care definește solicitarea mecanică a organelor; 2) precizării temperaturii fluidului motor, care definește încărcarea termică a organelor în contact cu gazele fierbinți; 3) determinării ariei diagramei indicate, care definește lucrul mecanic specific sau presiunea medie, randamentul și consumul specific indicat de combustibil.

Ecuația diferențială (5.6) în care  $dL = p dV$  servește pentru calculul funcției  $p(\alpha)$  dacă se cunoaște viteza de degajare a căldurii  $\xi(\alpha)$ . Precizarea funcției  $\xi(\alpha)$  constituie una din cele mai mari dificultăți ale calculului procesului de ardere. O încercare în această direcție este prezentată

mele de etil — fluid, iar benzinele cu etil fluid se numesc *etilate*. Etil—fluidul este o substanță scumpă. În prezent numai benzinele Premium sau Supercarburant se etilează.

Natura combustibilului are un rol însemnat în promovarea arderii cu aprindere secundare atît prin tendința benzinei de a forma depozite carbonoase cît și prin rezistența ei la aprindere prin suprafață caldă. De exemplu, s-a constatat că odată cu ridicarea punctului de fierbere a hidrocarburilor, tendința de formare a calaminei crește, ceea ce impune utilizarea unor combustibili cu puncte finale de fierbere coborîte. Aditivii pe bază de fosfor sau bor s-au

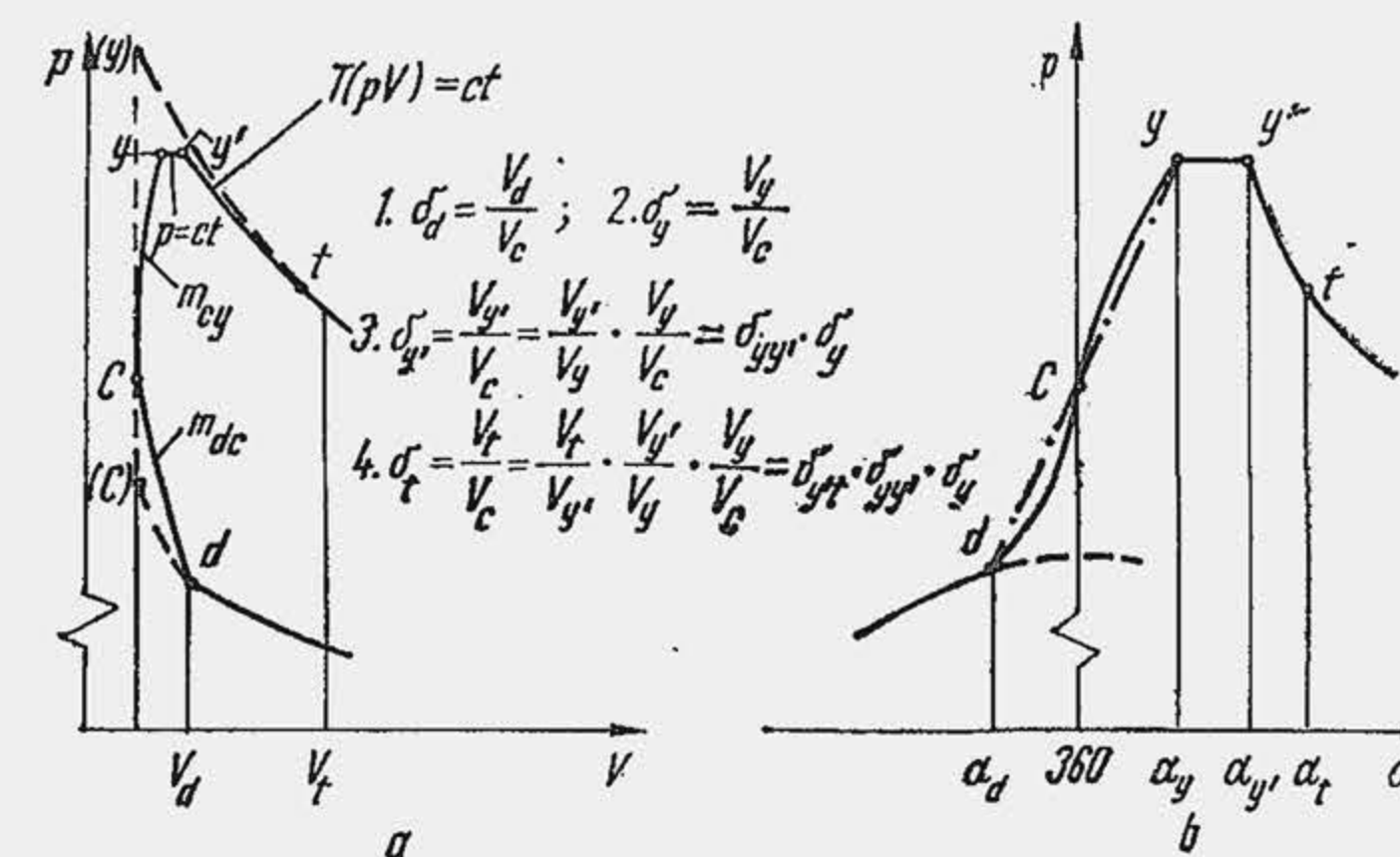


Fig. 5.69. Schematizarea procesului de ardere pentru calculul termic

în lucrarea [9]. Problema se rezolvă mai ușor schematizînd arderea după evoluții simple.

Cel mai simplu model de reprezentare a arderii în MAS este acela care consideră că arderea se desfășoară după o izocoră (fig. 5.69, a, linia întreruptă). Modelul furnizează o valoare a presiunii  $p_{max}$  mai mare decît cea reală, care se reduce prin intermediul unui coeficient de corecție. Modelul nu furnizează nici un fel de informații cu privire la durata arderii, ceea ce trebuie considerat ca un dezavantaj important pentru proiectarea motoarelor moderne.

Aici, se propune un model (fig. 5.69) care consideră ca arderea se declanșează cu avans față de  $p_{mi}$ , în punctul  $d$  și se dezvoltă, în *faza arderii rapide*, după evoluțiile politrope  $d - c$  ( $c$  — punctul din ciclu situat în  $p_{mi}$ ) și  $c - y$  ( $y$  — punctul în care  $p = p_{max}$ ); în *faza arderii moderate sau finale* arderea continuă după izobora  $y - y'$  și după evoluția de produs  $p \cdot V = \text{const.}$  ceea ce revine pentru fluidul motor omogen termic, la evoluția  $T = \text{const.}$  izoterma  $y' - t$ . Se admite în plus variația căldurilor specifice cu temperatura, variația compoziției chimice a fluidului motor și pierderea de căldură prin pereți. Ecuația diferențială a bilanțului energetic (5.6) se scrie între stările inițială și finală ( $d - t$ ):

$$Q = \Delta U_{at} + L_{at} + (Q_p)_{at}, \quad (5.13)$$

unde  $Q$  este căldura de reacție pe ciclu (v. par. 1.4.). Este convenabil să se dezvolte calculele de ardere pentru 1 kg de combustibil. În acest caz se obține: a)  $Q = Q_i$  [kJ/kg], cînd arderea este completă ( $\lambda \geq 1$ ); b)  $Q = Q_{in}$  [kJ/kg], cînd arderea este incompletă.  $Q_i$  rezultă din datele experimentale sau din relația (4.47) iar  $Q_{in}$  din (4.48). Pierderile de căldură prin perete se aproximează ca o fracțiune  $\xi_p$  din  $Q$ , adică  $(Q_p)_{at} = \xi_p Q$ , iar diferența

$$Q - (Q_p)_{at} = Q(1 - \xi_p) = \xi_u Q = Q_u \quad (5.14)$$

reprezintă căldura disponibilă care se transformă în lucru mecanic și energie internă,  $\xi_u$  fiind coeficientul căldurii utile.

Variația energiei interne  $-\Delta U_{at} = \Delta U_{ay'}$ , deoarece, conform ipotezei  $T_t = T_{y'}$  — se exprimă ținînd seama că de la începutul arderii, fluidul motor este alcătuit din amestec inițial ( $ai$ ), iar la finele arderii din gaze de ardere ( $ga$ ):

$$\Delta U_{ay'} = (U_{y'} - U_0)_{ga} - (U_a - U_0)_{ai}, \quad (5.15)$$

$U_0$  fiind nivelul de referință corespunzător temperaturii  $T_0 = 273$  K.



Prin definiție

$$(U_{y'} - U_0)_{ga} = v_{ga} \int_{T_0}^{T_{y'}} C_{vga} dT = v_{ga} \bar{C}_{vga} (T_{y'} - T_0), \quad (5.16)$$

$$(U_a - U_0)_{ai} = v_{ai} \int_{T_0}^{T_a} C_{vai} dt = v_{ai} \bar{C}_{vai} (T_a - T_0), \quad (5.17)$$

$\bar{C}_{vga}$  și  $\bar{C}_{vai}$  fiind căldurile specifice medii la volum constant, pe intervalul  $T_0 - T_{y'}$ , respectiv  $T_0 - T_a$ .\*)

Lucrurile mecanice pe cele patru evoluții se definesc potrivit relațiilor cunoscute:

$$L_{ac} = 8,314 v_{ai} (T_c - T_a) / (m_{ac} - 1), \quad (5.18)$$

$$L_{cy} = 8,314 v_{ga} (T_y - T_c) / (1 - m_{cy}), \quad (5.19)$$

$$L_{yy'} = 8,314 v_{ga} (T_{y'} - T_y), \quad (5.20)$$

$$L_{y't} = 8,314 v_{ga} T_{y'} \ln (V_t / V_{y'}), \quad (5.21)$$

Se substituie relațiile (5.16) ... (5.21) în (5.13), se împarte ecuația prin  $v_{ai}$ , se ține seama de (4.58), se grupează termenii convenabil și se obține

$$Q_u / v_{ai} + \bar{C}_{vai} (T_a - T_0) = -8,314 (T_c - T_a) / (m_{ac} - 1) + \mu_t \bar{C}_{vga} \cdot (T_{y'} - T_0) + 8,314 \mu_t (T_y - T_c) / (1 - m_{cy}) + 8,314 \mu_t (T_{y'} - T_y) + 8,314 \mu_t T_{y'} \ln \delta_{y't}. \quad (5.22)$$

Se definește inițial momentul declanșării arderii  $\alpha_a$ , astfel că ecuațiile (3.41) și (3.42) de la comprimare determină mărimile inițiale  $p_a$ ,  $T_a$  și  $V_a$ . Ca urmare membrul stâng al ecuației (5.22) cuprinde numai mărimi cunoscute. Membrul drept cuprinde următoarele șase necunoscute:  $T_c$ ,  $T_y$ ,  $T_{y'}$ ,  $m_{ac}$ ,  $m_{cy}$  și  $\delta_{y't}$ . Calea clasică pentru depășirea dificultăților constă în simplificarea ecuației (5.22) până la o necunoscută. În acest scop se consideră că arderea decurge izocor (fig. 5.69, a, linia întreruptă) și rezultă:  $T_a = T_c$  în (5.18) adică  $L_{ac} = 0$ ;  $T_c = T_y$  în (5.19) adică  $L_{cy} = 0$ ;  $T_{y'} = T_y$  în (5.20) adică  $L_{yy'} = 0$  și  $V_t = V_{y'}$ , în (5.21) adică  $L_{y't} = 0$ . Ecuația (5.22) devine

$$Q_u / v_{ai} + \bar{C}_{vai} (T_c - T_0) = \mu_t \bar{C}_{vga} (T_y - T_0), \quad (5.22^*)$$

\*) Relațiile care precizează căldurile specifice medii se determină pentru un interval de temperatură care are ca valoare inițială  $T_0 = 273K$ . De aceea, pentru folosirea lor se operează întotdeauna artificii care includ valoarea inițială a temperaturii  $T_0$  (de exemplu, relația 5.38).

ceea ce reprezintă o ecuație în  $T_y$  cel puțin de gradul doi, când  $\bar{C}_{vga} = a + bT_y$  sau de un grad superior, când  $\bar{C}_{vga}$  este un polinom de grad superior. După determinarea lui  $T_y$  se determină presiunea  $p_y$ , aplicând ecuația de stare în punctele (c) și (y);  $p_y = p_c \mu_t T_y / T_c$ , iar  $p_y$  se corectează, astfel că  $p_{max} = 0,85 p_y$ .

În cele ce urmează se propun următoarele condiții care permit ridicarea gradului de nedeterminare al ecuației (5.22):

1) Se admite că în faza de ardere rapidă, presiunea în punctele c și y este definită de viteza medie de creștere a presiunii  $\bar{p}$ :

$$p_c = p_a + \bar{p} (360 - \alpha_a), \quad (5.23)$$

$$p_y = p_c + \bar{p} (\alpha_y - 360); \quad (5.24)$$

2) variația presiunii între punctele dc și cy reprezintă evoluții politrope de exponenți  $m_{ac}$  respectiv  $m_{cy}$

$$m_{ac} = [\lg (p_c / p_a)] / \lg \delta_a, \quad (5.25)$$

$$m_{cy} = -[\lg (p_y / p_c)] / \lg \delta_y; \quad (5.26)$$

3) întrucât arderea se desfășoară în jurul  $p_{mi}$  iar  $\alpha_a$  și  $\alpha_y$  nu depășesc  $60^\circ RA$ , rapoartele de volum definite în figura 5.68 se determină pe baza relației (10.15):

$$\delta_a = 1 + a(\varepsilon - 1) \cdot 10^{-4} (360 - \alpha_a)^2, \quad (5.27)$$

$$\delta_y = 1 + a(\varepsilon - 1) \cdot 10^{-4} (\alpha_y - 360)^2, \quad (5.28)$$

$$\delta_{y'} = 1 + a(\varepsilon - 1) \cdot 10^{-4} (\alpha_{y'} - 360)^2, \quad (5.29)$$

$$\delta_t = 1 + a(\varepsilon - 1) \cdot 10^{-4} (\alpha_t - 360)^2, \quad (5.30)$$

iar

$$\delta_{y'} = \delta_{yy'} \delta_{y'}, \quad (5.31)$$

$$\delta_t = \delta_{y't} \delta_{yy'} \delta_y; \quad (5.32)$$

4) din ecuația politropei rezultă

$$T_c = T_a \delta_a^{m_{ac}-1}; \quad (5.33)$$

5) se scriu ecuațiile de stare în punctul y ( $p_y V_y = v_{ga} R T_y$ ) și în punctul c ( $p_c V_c = v_{ai} R T_c$ ), se împart și se substituie rapoartele de presiune ( $p_y / p_c$ ) și de volum ( $V_y / V_c$ ) cu relațiile (5.24), (5.28) și rezultă

$$T_y = T_c [1 + \bar{p} (\alpha_y - 360) / p_c] (\delta_y / \mu_t); \quad (5.34)$$



6) se definește raportul de creștere a presiunii în timpul arderii:

$$\pi = p_y/p_d; \quad (5.35)$$

7) în faza arderii rapide, de la  $d$  la  $y$  se eliberează căldura de reacție  $Q_{dy} = \Delta U_{dy} - L_{dc} + L_{cy} = (U_y - U_0)_{ga} - (U_d - U_0)_{ai} - L_{dc} + L_{cy}$ , care, pe baza relațiilor care definesc variația energiei interne și lucrul mecanic (5.16)...(5.19), devine

$$Q_{dy} = v_{ai}[\mu_i \bar{C}_{vga}(T_y - T_0) - \bar{C}_{vga}(T_d - T_0) - 8,314(T_c - T_d)/(m_{dc} - 1) + 8,314\mu_i(T_y - T_c)/(1 - m_{cy})]. \quad (5.36)$$

Fracțiunea din  $Q_u$  care intră în reacție în faza  $dy$  este

$$\xi_v = Q_{dy}/Q_u, \quad (5.37)$$

iar restul  $1 - \xi_v$  arde în faza finală  $y - t$ . Căldura de reacție  $Q_{yt} = (1 - \xi_v)Q_u$  se împarte la rândul ei în două fracțiuni și anume, fracțiunea  $\xi_p$  care arde izobar și fracțiunea  $(1 - \xi_p)$  care arde izoterm, adică  $Q_{yy'} = \xi_p(1 - \xi_v)Q_u$  și  $Q_{y't} = (1 - \xi_p)(1 - \xi_v)Q_u$ . Se scrie bilanțul energetic pentru fiecare evoluție. Pe evoluția izobară rezultă  $Q_{yy'} = \Delta U_{yy'} + L_{yy'} = (U_{y'} - U_0) - (U_y - U_0) + L_{yy'} = v_{ga}[\bar{C}_{vga}(T_{y'} - T_0) - \bar{C}_{vga}(T_y - T_0) + 8,314(T_{y'} - T_0) - 8,314 \cdot (T_y - T_0)]$ ; în relația (5.20) s-a adăugat pentru simplificare suma  $8,314T_0 - 8,314T_0$ . Se ține seama că  $C_p + 8,314 = C_p$  și rezultă în final

$$\xi_p(1 - \xi_v)Q_u/v_{ai} = \mu_i[\bar{C}_{pga}|_0^{y'}(T_{y'} - T_0) - \bar{C}_{pga}|_0^y(T_y - T_0)], \quad (5.38)$$

$\bar{C}_{pga}$  fiind căldura specifică medie pe intervalele indicate (dacă  $\bar{C}_{pga} = a + bT$ , atunci  $\bar{C}_{pga}|_0^{y'} = a + bT_{y'}$  și  $\bar{C}_{pga}|_0^y = a + bT_y$ ).

În relația (5.38)  $T_{y'}$  este necunoscută; ecuația este cel puțin de gradul doi când  $C_{pga}$  se reprezintă ca o variație liniară. După determinarea lui  $T_{y'}$  se scriu ecuațiile de stare în punctele  $y$  și  $y'$ :  $p_y V_y = v_{ga} R T_y$  și  $p_{y'} V_{y'} = v_{ga} R T_{y'}$ , prin împărțire se obține

$$\delta_{yy'} = T_{y'}/T_y. \quad (5.39)$$

Pentru evoluția izotermă rezultă  $Q_{y't} = L_{y't}$  sau ținând seama de relația (5.21),  $(1 - \xi_p)(1 - \xi_v)Q_u/v_{ai} = 8,314\mu_i T_y \ln \delta_{y't}$  relație care permite determinarea raportului  $\delta_{y't}$

$$\delta_{y't} = \exp[(1 - \xi_p)(1 - \xi_v)Q_u/8,314\mu_i T_y]. \quad (5.40)$$

Parametrii de stare la finele arderii se determină știind că evoluția  $y't$  este o izotermă. Ca urmare  $T_t = T_{y'}$  iar din ecuația izotermei rezultă  $p_t V_t = p_{y'} V_{y'}$  sau  $p_t = p_{y'}(V_{y'}/V_t)$ . Cu notațiile din figura 5.68 rezultă

$$p_t = p_{y'}/\delta_{y't}. \quad (5.41)$$

Sistemul de 19 ecuații (5.23)...(5.41) cuprinde următoarele 23 necunoscute:  $p_c, p_y, p_t, T_c, T_y, T_{y'}, m_{dc}, m_{cy}, \alpha_d, \alpha_{y'}, \alpha_t, \delta_d, \delta_y, \delta_{y'}, \delta_t, \delta_{yy'}, \delta_{y't}, \bar{p}, \pi, \xi_v, \xi_p, Q_{dy}$ . Pentru soluționarea lui se aleg următoarele patru necunoscute, pe baza datelor experimentale:  $\alpha_d, \bar{p}, \pi, \xi_p$ . Față de metoda tradițională, metoda propusă apelează la patru parametri suplimentari, în concordanță cu natura și cu dezideratele de control al procesului de ardere.

Tabela 5.2

Parametrii procesului de ardere în MAS

Parametrul	Valorile	Parametrul	Valorile
$\alpha_d$ [°RA]	340...356	$\xi_p$	0,4...0,7
$\bar{p}$ [daN/cm <sup>2</sup> °RA]	0,7...1,8	$T_{y'}$ [K]	2400...2600
$\pi$	2,5...4,0	$\alpha_{y'} - \alpha_y$ [°RA]	4...10
$\xi_u$	0,88...0,94	$\alpha_t$ [°RA]	380...400
$p_y$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	35...55	$\alpha_y$ [°RA]	370...380
$T_y$ [K]	2000...2300	$\bar{\xi}_r$ [%/°RA]	2...5
$\xi_v$	0,68...0,85	$\bar{\xi}_m$ [%/°RA]	0,2...0,8

Se poate studia influența acestor parametri asupra arderii, programând sistemul de ecuație pe un calculator numeric, determinând un număr de variante și efectuând apoi, pe baza lor, analiza și optimizarea diagramei indicate. Alegerea unuia dintre cei patru parametri se ușurează dacă se ține seama că o soluție optimizată a procesului cere ca faza de ardere vizibilă să fie plasată aproximativ simetric față de  $p_{mi}$ , ceea ce se traduce prin condiția  $(360 - \alpha_d) = (\alpha_y - 360)$ . Se mai poate apela la o condiție, știind că  $\bar{p}$  depinde în mare măsură de momentul declanșării arderii pe ciclu, adică  $\alpha_d$ . Prelucrând mai multe diagrame indicate autorul a obținut următoarea dependență:  $\bar{p} = \bar{p}_0 + 0,04(360 - \alpha_d)$ , unde  $\bar{p}_0 = 0,7...1,2$  daN/cm<sup>2</sup>°RA, reprezintă viteza medie de creștere a presiunii când  $\alpha_d = 360^\circ$ , adică la declanșarea arderii în  $p_{mi}$ .

Unghiul  $\alpha_d$  depinde la rândul lui de avansul la declanșarea scintei și durata fazei inițiale.

Cele patru necunoscute fiind alese sau definite parțial, pe baza condițiilor arătate, sistemul de ecuații se rezolvă simplu în următoarea ordine: 1) din relația (5.23) se calculează  $p_c$ ; 2) din (5.35) și (5.24) rezultă  $p_y$  și  $\alpha_y$ ; 3) din (5.27) și (5.28) rezultă  $\delta_d$  și  $\delta_y$ ; 4) din (5.25) și (5.26) rezultă  $m_{dc}$  și  $m_{cy}$ ; 5) din (5.33) și (5.34) rezultă  $T_c$  și  $T_y$ ; 6) din (5.36) și (5.37) rezultă  $Q_{dy}$  și  $\xi_v$ ; 7) din (5.38), (5.39) și (5.31) rezultă succesiv  $T_{y'}$ ,  $\delta_{yy'}$  și  $\delta_{y't}$ ; 8) din (5.40) și (5.32) rezultă succesiv  $\delta_{y't}$  și  $\delta_t$ ; 9) din (5.29) și (5.30) rezultă  $\alpha_{y'}$  și  $\alpha_t$ ; 10) din (5.41) rezultă  $p_t = p_{y'}/\delta_{y't}$  iar  $T_t = T_{y'}$ . În tabela 5.2 se prezintă parametrii caracteristici ai arderii din MAS.

**Exemplul numeric 5.5.** Să se efectueze calculul arderii la un MAS de turism cu  $\varepsilon = 8,5$ , care funcționează cu amestec bogat  $\lambda = 0,9$ , coeficientul căldurii utile  $\xi_u = 0,92$ .

**R.** Se alege  $\xi_p = 0,755$ ,  $\bar{p} = 1,32$  daN/cm<sup>2</sup>°RA,  $\pi = 3,56$ ,  $\alpha_d = 352^\circ$ RA. Cei trei parametri s-au precizat folosind o diagramă  $p(\alpha)$  a motorului turismului Dacia 1300, din care s-a citit:  $\alpha_y = 376^\circ$ RA,  $p_d = 12,4$  daN/cm<sup>2</sup>,  $p_y = 44,2$  daN/cm<sup>2</sup>.

Se dă:  $\bar{C}_{vga} = 21,1 + 6,62 \cdot 10^{-3} T$  [kJ/kmol K];  $\bar{C}_{vga} = 24,3 + 2,43 \cdot 10^{-3} T$  [kJ/mol];  $Q_t = 43940$  kJ/kg (10500 kcal/kg);  $v_i = 0,456$  kmol/kg;  $v_{ga} = 0,497$  kmol/kg;  $\mu_i = 1,09$ ;  $\gamma_r = 0,07$ .  $L_{min} = 0,507$  kmol/kg. Prin prelucrarea diagramei a rezultat  $T_d = 630$ K. Din relația (5.14, b) rezultă  $Q_u = 0,92[43940 - 120\,000(1 - 0,9) \cdot 0,507] = 34828$  kJ/kg.

1) Din relația (5.23):  $p_c = 12,4 + 1,32(360 - 352) = 23$  daN/cm<sup>2</sup>; 2) din (5.35)  $p_y = 3,56 \cdot 12,4 = 44,2$  daN/cm<sup>2</sup>, iar din (5.24):  $\alpha_y = 360 + (44,2 - 23)/1,32 = 376^\circ$ RA; 3) din (5.27)  $\delta_d = 1 + 0,9(8,5 - 1) \cdot 10^{-4} \cdot (360 - 352)^2 = 1,043$ , iar din (5.28)  $\delta_y = 1 + 0,9(8,5 - 1) \cdot 10^{-4}(376 - 360)^2 = 1,173$ ; 4) din (5.25):  $m_{dc} = (\lg 23/12,4)/\lg 1,043 = 14,67$ , iar din (5.26):  $m_{cy} = -[\lg 44,2/23]/\lg 1,173 = -4,09$ ; 5) din (5.33):  $T_c = 630 \cdot 1,043^{14,67} =$



$= 1168^{\circ}\text{K}$ , iar din (5.34):  $T_y = 1168[1 + 1,32(376 - 360)/23] \cdot (1,173/1,09) = 2411 \text{ K}$ ; 6) din (5.36):  $Q_{ay} = 0,456(1 + 0,07)[1,09 \cdot (24,3 + 2,43 \cdot 10^{-3} \cdot 2411) \cdot (2411 - 273) - (21,1 + 6,62 \cdot 10^{-3} \cdot 630) \cdot (630 - 273) - 8,314(1168 - 630)/(14,67 - 1) + 8,314 \cdot 1,09(2411 - 1168)/(1 - 4,09)] = 27952 \text{ kJ/kg}$ , iar din (5.37):  $\xi_y = 27952/34828 = 0,8$ ; 7) din (5.38):  $0,755(1 - 0,8) \cdot 34828/0,456(1 + 0,07) = 1,09[(8,314 + 24,3 + 2,43 \cdot 10^{-3} T_y) \cdot (T_y - T_0) - (8,314 + 24,3 + 2,43 \cdot 10^{-3} \cdot 2411) \cdot (2411 - 273)]$  — ecuație de gradul doi în  $T_y$ , care dă  $T_y = 2624 \text{ K}$ ; din (5.39):  $\delta_{yy} = 2624/2411 = 1,09$ ; din (5.31):  $\delta_y = 1,09 \cdot 1,173 = 1,278$ ; 8) din (5.40)  $\delta_{y,t} = \exp[(1 - 0,755) \cdot (1 - 0,8) \cdot 34828/8,314 \cdot 1,09 \cdot 0,456(1 + 0,07) \cdot 2624] = 1,506$ ; din (5.32):  $\delta_t = 1,506 \cdot 1,09 \cdot 1,173 = 1,925$ ; 9) din (5.29):  $\alpha_y = 360 + 10^2(1,278 - 1)/0,9(8,5 - 1)^{0,5} = 380,3^{\circ}\text{RA}$ , iar din (5.30):  $\alpha_t = 360 + 10^2((1,925 - 1)/0,9(8,5 - 1)^{0,5}) = 397^{\circ}\text{RA}$ ; 10) parametrii punctului  $t$  sint:  $T_t = T_y = 2624 \text{ K}$ ;  $p_t = 44,2/1,506 = 29,3 \text{ daN/cm}^2$ . Durata fazei de ardere rapidă este  $\Delta\alpha_r = \alpha_y - \alpha_d = 376 - 352 = 24^{\circ}\text{RA}$ , iar viteza medie de ardere este  $\bar{\xi}_r = Q_{ay}/Q_u \cdot \Delta\alpha_r = 27952/34828 \cdot 24 = 0,033 \text{ kJ/kJ}^{\circ}\text{RA} = 3,3\%/^{\circ}\text{RA}$ . Durata fazei de ardere moderată este  $\Delta\alpha_m = \alpha_t - \alpha_y = 397 - 376 = 21^{\circ}\text{RA}$ , iar viteza medie de ardere este  $\bar{\xi}_m = (34828 - 27952)/34828 \cdot 21 = 0,0094 \text{ kJ/kJ}^{\circ}\text{RA} = 0,94\%/^{\circ}\text{RA}$ .

## BIBLIOGRAFIE

1. Apostolescu, N. și Grünwald, B. *The estimation of the gaz temperature within the cylinder of a compression ignition engine*, Bulet. Inst. politehnic București, 2, 1973.
2. Aramă, C. și Grünwald, B. *Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici*. București, Edit. tehnică, 1966.
3. Aramă, C. *Despre economia de benzină în motoare*. În: „Metalurgia și construcția de mașini” nr. 1, 1961.
4. Aramă, C. și Soare, M. *Considerații asupra raportului de compresie necesar motorului cu aprindere prin scînteie*. În: „Studii și cercetări de energetică” nr. 3, 1958.
5. Aramă, C., Apostolescu, N., Grünwald, B. și Manole, A. *Contribuții la studiul arderii normale în motoarele cu aprindere prin scînteie*. În: „Buletinul Institutului politehnic-București” nr. 4, 1959.
6. Aramă, C., Grünwald, B., Dudaș, Tr., Dănescu, Al., Apostolescu, N. și Manole, A. *Combustibili și lubrifianți pentru motoare*, București, Edit. tehnică, 1963.
7. Blumberg, P. N., Lavoie, G. A., Tabaczynski, R. J. *Phenomenological models for reciprocating ICE*. Tech. Rep., Ford, 1978.
8. Grünwald, B. *Influența zonei de ardere din flacăra turbulentă asupra procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie*. Teză de doctorat. Institutul politehnic — București, 1963.
9. Grünwald, B. *Un model fizic nou privind arderea combustibilului în motorul cu aprindere prin scînteie*. În: „Studii și cercetări de energetică și electrotehnică” nr. 2, 1964.
10. Grünwald, B. *Cercetarea procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie cu considerarea adîncimii zonei de ardere din flacăra turbulentă*. În: „Studii și cercetări de energetică și electrotehnică” nr. 3, 1964.
11. Grünwald, B. *Influența rapoartelor mari de compresie asupra economicității motoarelor cu aprindere prin scînteie*. În: „Construcția de mașini” nr. 3, 1964.
12. Grünwald, B. *Influența zonei de ardere din flacăra turbulentă asupra fenomenului de dispersiune ciclică din motorul cu aprindere prin scînteie*. În: „Buletinul Institutului politehnic — București”, 4, 1964.
13. Grünwald, B. *O ecuație a propagării flăcării turbulente în motorul cu aprindere prin scînteie*. În: „Buletinul Institutului politehnic — București”, 4, 1963.
14. Grünwald, B. *Cu privire la împărțirea pe faze a procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie*. În: „Buletinul Institutului politehnic — București”, 5, 1963.
15. Grünwald, B. și Apostolescu, N. *Influența vitezei medii de creștere a presiunii în faza arderii vizibile asupra unor indici de perfecțiune ai ciclului motorului cu aprindere prin scînteie*. În: „Construcția de mașini”, 8, 1968.
16. Grünwald, B. și Andreescu, C. *Unele influențe asupra nivelului și distribuției de temperatură din camera de ardere a motoarelor cu aprindere prin scînteie*. Buletinul Institutului politehnic, București, 3, 1974.
17. Grünwald, B. și Apostolescu, N. *Determinarea caracteristicii de degajare a căldurii din MAS pe baza unui model de neomogenitate cu elemente de gaze arse*. Bul. Inst. politehnic, București, 1, 1975.
18. Grünwald, B., Apostolescu, N. și Dodu, M. *Programe pentru calculul arderii*. Litografia IPB — 1975.
19. Grünwald, B. și Radcenco, V. *Metod rasciota parametrov proțessa sgorania v dvigateleah iskrovim zajiganiem*. În: „Buletinul Institutului politehnic — București”, 3, 1962.
20. Heywood, J. B. s.a. *A modeling study of the fuel consumption*. ERDA, Nov. 1976.
21. Inozemțev, N. V., Koșkin, V. K. *Proțessî sgorania v dvigateleah*. Moskva, Mașghiz, 1949.
22. Lenin, I. M. s.a. *Avtomobilnîe i traktornîe dvigateli*. Izd. Visc. Scolî, 1976.
23. Lichty, L. *Internal combustion engines*. New York, Mc. Graw Hill, 1939.
24. Orlin, A. S. s.a. *Dvigateli vnutrennego sgorania*. Vol. I, Moskva, Mașghiz, 1957.
25. Ricardo, H. R. Hempson, J. G. G. *The high speed internal combustion engine*. London, Blackie and Sons, 1968.
26. Sokolik, A. S. *Samovosplamenenie, plamea i detonația v gazah*. Moskva, Izd. Akad. Nauk, S.S.S.R., 1960.
27. Taylor, C. F. *The internal combustion engine in theory and practice*. New York, London, John Wiley, 1970.
28. Voinov, A. N. *Sgoranie v bistrohodnîh porșnevîh dvigateleah*. Moskva, Mașinostroenie, 1977.



## 6.

### ARDEREA ÎN MOTORUL CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE

Următoarele fapte fundamentale deosebesc arderea din MAC de procesul de ardere din MAS:

1) în MAC injecția combustibilului lichid în cilindru, spre finele cursei de comprimare, produce cîmpuri de concentrație foarte variate. Amestecul combustibil-aer este neomogen, ceea ce are drept consecințe: — aprinderea amestecului pentru orice valoare a coeficientului de dozaj (la plină sarcină  $\lambda \approx 1,2 \dots 1,4$ , la mers în gol  $\lambda \approx 6 \dots 8$ ), din care cauză fenomenul are o mare stabilitate; — amestecarea incompletă a aerului cu combustibilul;

2) în MAC, timpul disponibil pentru formarea amestecului este de 5 ... 8 ori mai mic decît la MAS: circa 40 ... 80°RA la MAC și 360°RA la MAS (aproximativ durata curselor de admisiune și comprimare).

Apariția nucleului de flacără înainte ca amestecarea combustibilului cu aerul să fi avut loc complet constituie caracteristica dominantă a arderii în MAC, cu consecințe fundamentale asupra randamentului și solicitărilor mecanice, asupra vibrațiilor și zgomotului, asupra duratei de serviciu a motorului. De aceea, controlul autoaprinderii combustibilului și intensificarea procesului de amestecare a combustibilului cu aerul constituie principalele preocupări ale inginerului mecanic, în domeniu.

#### 6.1 INVESTIGAȚIA EXPERIMENTALĂ

Ca și în cazul MAS-ului și în cazul MAC-ului s-au utilizat mai multe metode de investigație a procesului de ardere.

**Diagrama indicată.** Cercetarea procesului de ardere în diagrama indicată, căreia i se asociază o diagramă de ridicare  $h_a$  a acului injectorului, se efectuează prin intermediul variației de presiune într-un ciclu cu ardere și unul fără ardere (fig. 6.1). Ca și scînteia în MAS, injecția se declanșează cu avansul  $\beta$ , iar arderea în MAC se desfășoară în trei faze distincte. Astfel, din momentul declanșării injecției (punctul  $i$ ) pînă în momentul desprinderii curbelor (punctul  $d$ ) se consumă faza inițială  $\Delta\alpha_a$ , care reprezintă întârzierea la declanșarea arderii rapide. În ciclul cu ardere, presiunea crește mai frînat în faza inițială decît în ciclul fără ardere. Următoarele două faze ale arderii

sînt: faza arderii rapide de durată  $\Delta\alpha_r$ , caracterizată printr-o creștere rapidă a presiunii, deci prin valori ridicate ale vitezei de creștere a presiunii ( $\dot{p} =$

$= 3 \dots 6 \text{ daN/cm}^2$  și  $\dot{p}_{max} = 7 \dots 13 \text{ daN/cm}^2 \cdot \text{°RA}$ ), de cîteva ori mai mari decît la MAS; faza arderii moderate de durată  $\Delta\alpha_m$ . După diagrama indicată, ultima fază cuprinde două intervale caracteristice: primul, de la  $y$  la  $y'$  ( $\Delta\alpha_{m1}$ ), în care presiunea rămîne cvasi-constantă; al doilea de la  $y'$  la  $t$  ( $\Delta\alpha_{m2}$ ) în care temperatura medie a gazelor, precizată de ecuația de stare, se menține cvasiconstantă, iar presiunea scade după o lege oarecare. Este de remarcat că în unele cazuri (motoare lente), faza arderii rapide lipsește  $\Delta\alpha_r = 0$ ; în altele (motoare rapide) arderea la presiune constantă are o durată foarte redusă (cîteva grade RA). Se observă că în cazul  $\Delta\alpha_r = 0$ , întârzierea la declanșarea arderii rapide este redusă în raport cu durata injecției ( $\Delta\alpha_a \ll \Delta\alpha_j$ ), în cazul  $\Delta\alpha_r \neq 0$  cele două durate sînt comparabile.

**Fotoînregistrări de ansamblu** efectuate pe monocilindri experimentali evidențiază o perioadă de inducție, în care se dezvoltă jetul și se produce vaporizarea combustibilului, după care se observă apariția unui prim nucleu de flăcări la periferia unui jet. Se constată apoi propagarea unui front de flacără de la primul nucleu, apariția unui al doilea nucleu de flacără, extinderea flăcărilor asupra întregului amestec, continuarea arderii și după terminarea injecției, precum și stingerea flăcării în destindere. Ca și în cazul MAS-ului, primul nucleu de flacără apare înaintea punctului de desprindere a curbelor din diagrama indicată, ceea ce se explică evident prin aceleași considerente: pentru a înregistra o creștere de presiune flacără trebuie să cuprindă o cantitate de amestec suficient de mare.

La Institutul Ricardo [27], J. Alcock și W. Scott au realizat [1,26] cinematografierea rapidă, în culori, a camerei de ardere. Încercările s-au efectuat pe un motor experimental cu injecție directă. Instalația experimentală are un grad înalt de complexitate (fig. 6.2). Chiulasa este înlocuită cu o fereastră de cuarț 1, iar schimbul de gaze se efectuează prin ferestrele 2, practicate la partea inferioară a cilindrului (fereastră de cuarț impune eliminarea supapelor). S-au efectuat încercări cu cameră-cupă 3, în piston, de forme și dimensiuni diferite. Dinamometrul 4 servește pentru antrenarea sau încărcarea motorului. Camera de fotografiere 5 înregistrează 15 000 cadre pe secundă. Se filmează simultan camera de ardere și marcajul de pe volantul 6, care precizează unghiul RA; se înregistrează separat presiunea din cilindru și ridicarea acului injectorului, se corelează apoi informațiile (fig. 6.3).

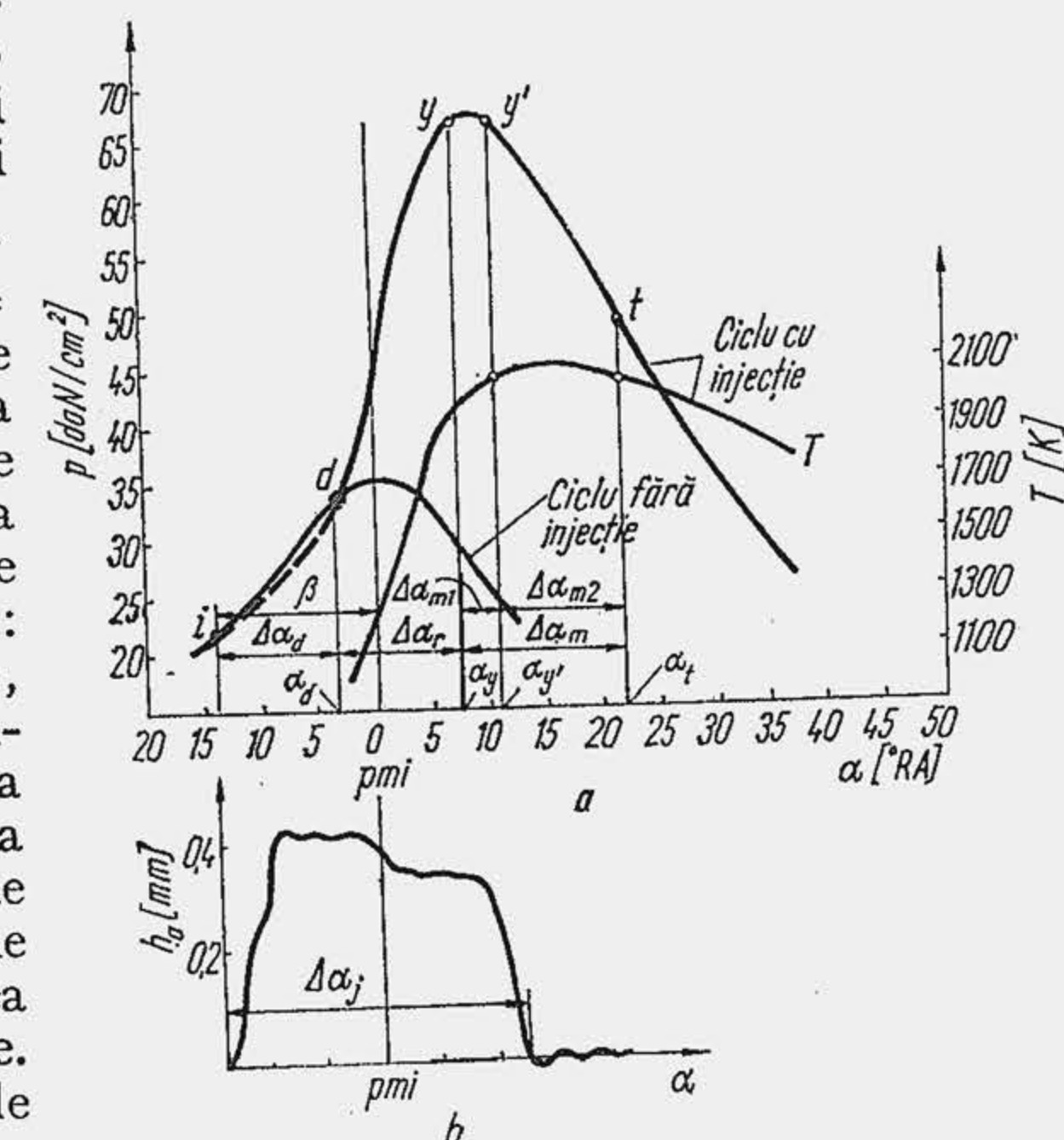


Fig. 6.1. Diagrama indicată (a) corelată cu ridicarea acului injectorului (b) pentru studiul arderii în MAC.



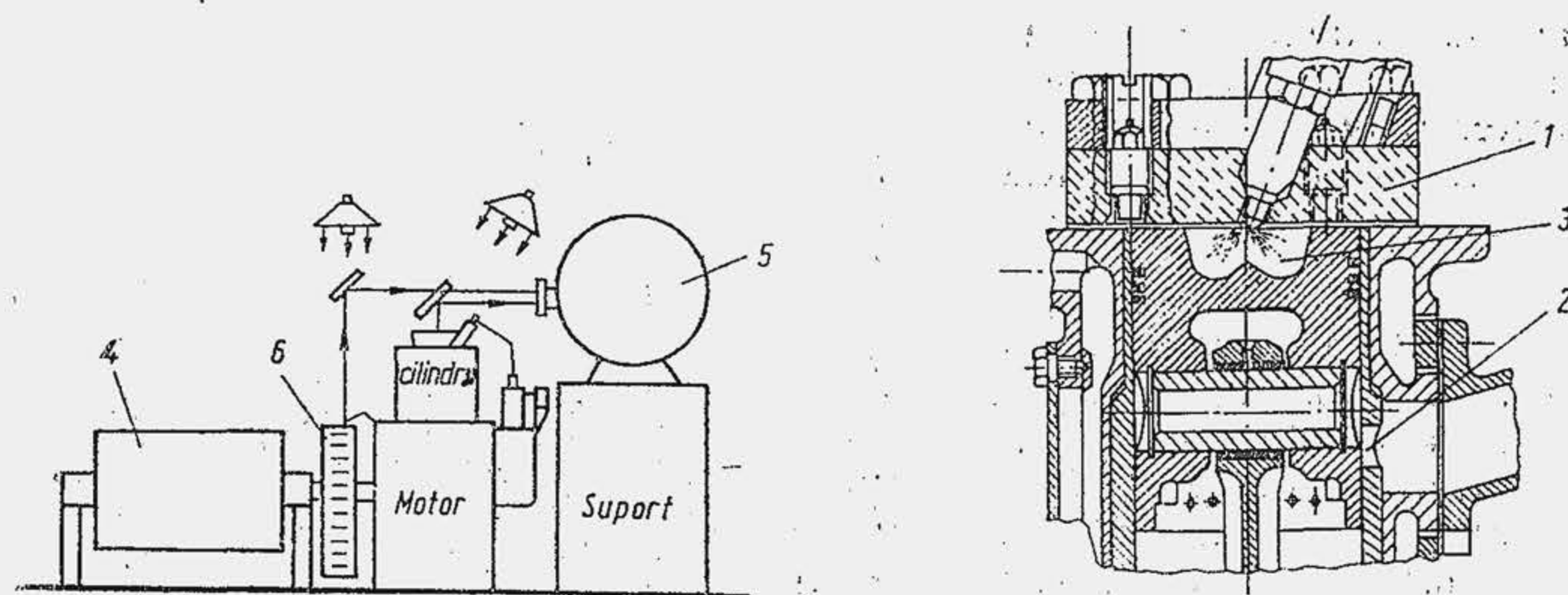


Fig. 6.2. Schema instalației pentru fotografierea arderii.

Fotografierea în culori reprezintă un important progres în domeniu, foarte potrivit pentru MAC deoarece permite diferențierea amestecurilor omogene de amestecurile în curs de formare, vizualizarea arderii amestecurilor de doze diferite, determinarea temperaturilor locale și evidențierea funinginii. Un pigment de culoare verde introdus în combustibil permite înregistrarea flăcărilor neluminoase din fazele inițiale, care caracterizează arderea amestecurilor omogene (culoarea verde pe fotografii). Culoarea gri reprezintă fondul fotoînregistrărilor: aerul, respectiv produsele de ardere, transparente și nestrălucitoare. Culoarea albă sau galben-albă este flacăra de carbon la temperaturi de 2 000...2 500°C. Culoarea cărămizie sau neagră reprezintă norii de funingine ai amestecurilor extrem de bogate. Cadrele reproduse în figura 6.3 evidențiază perioada de inducție; inițial cele patru jeturi nu sînt atacate de flacăra, cadrul 1, apoi apariția nucleelor de flacăra pe periferia jeturilor (cadrul 2) și dezvoltarea lor (cadrele următoare). Fotografiiile în culori permit identificarea norilor de funingine (pete cărămizii tivite cu flacăra albă — cadrele 6 și 7) care dispar pe măsură ce își găsesc oxigenul necesar arderii (petele cărămizii se micșorează și dispar — cadrul 9).

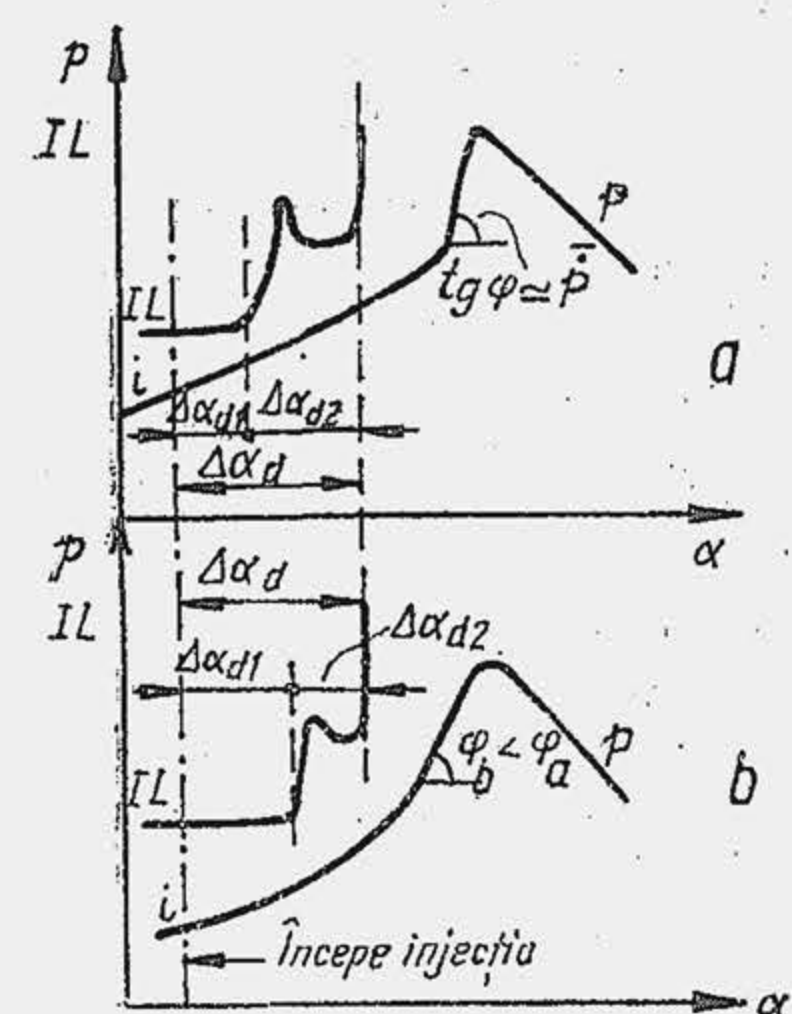


Fig. 6.4. Variația intensității luminoase și a presiunii în perioada arderii.

**Înregistrarea luminescențelor.** Cu ajutorul unui fotomultiplicator electronic s-a înregistrat intensitatea luminescențelor  $IL$  în perioada întârzierii la declanșarea arderii rapide, simultan cu variația presiunii în cilindru (fig. 6.4). Se observă că după o perioadă  $\Delta\alpha_{d1}$  de la începutul injectiei,  $IL$  realizează o creștere ușoară, de tipul flăcării reci. După o nouă perioadă  $\Delta\alpha_{d2}$ ,  $IL$  crește brusc, ceea ce coincide în diagramă aproximativ cu începutul creșterii de presiune, deci cu începutul arderii.

**Caracteristica și viteza de degajare a căldurii.** După procedeul arătat la arderea în MAS (v. par. 5.2.2) se determină viteza de degajare a căldurii  $\xi(\alpha)$  — relațiile (5.7), (5.7\*) — și caracteristica de degajare a căldurii  $\xi(\alpha)$ . Se asociază acestor curbe (fig. 6.5) dependențele  $p(\alpha)$ ,  $\dot{p}(\alpha)$ ,  $T(\alpha)$  precum și caracteristica de injecție  $\xi_j$  ( $\xi_j = m_{cj\alpha}/\dot{m}_c$ ,

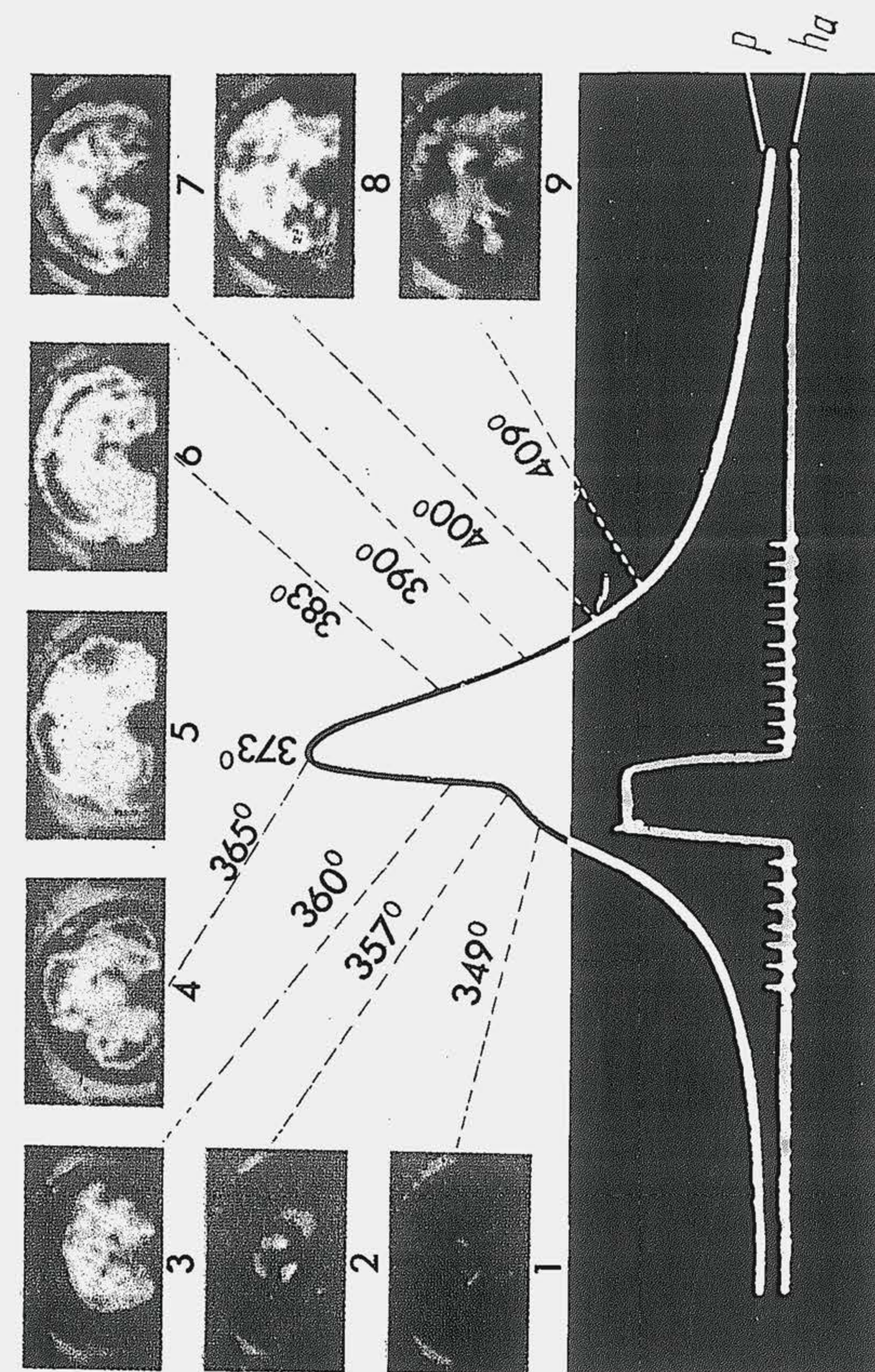
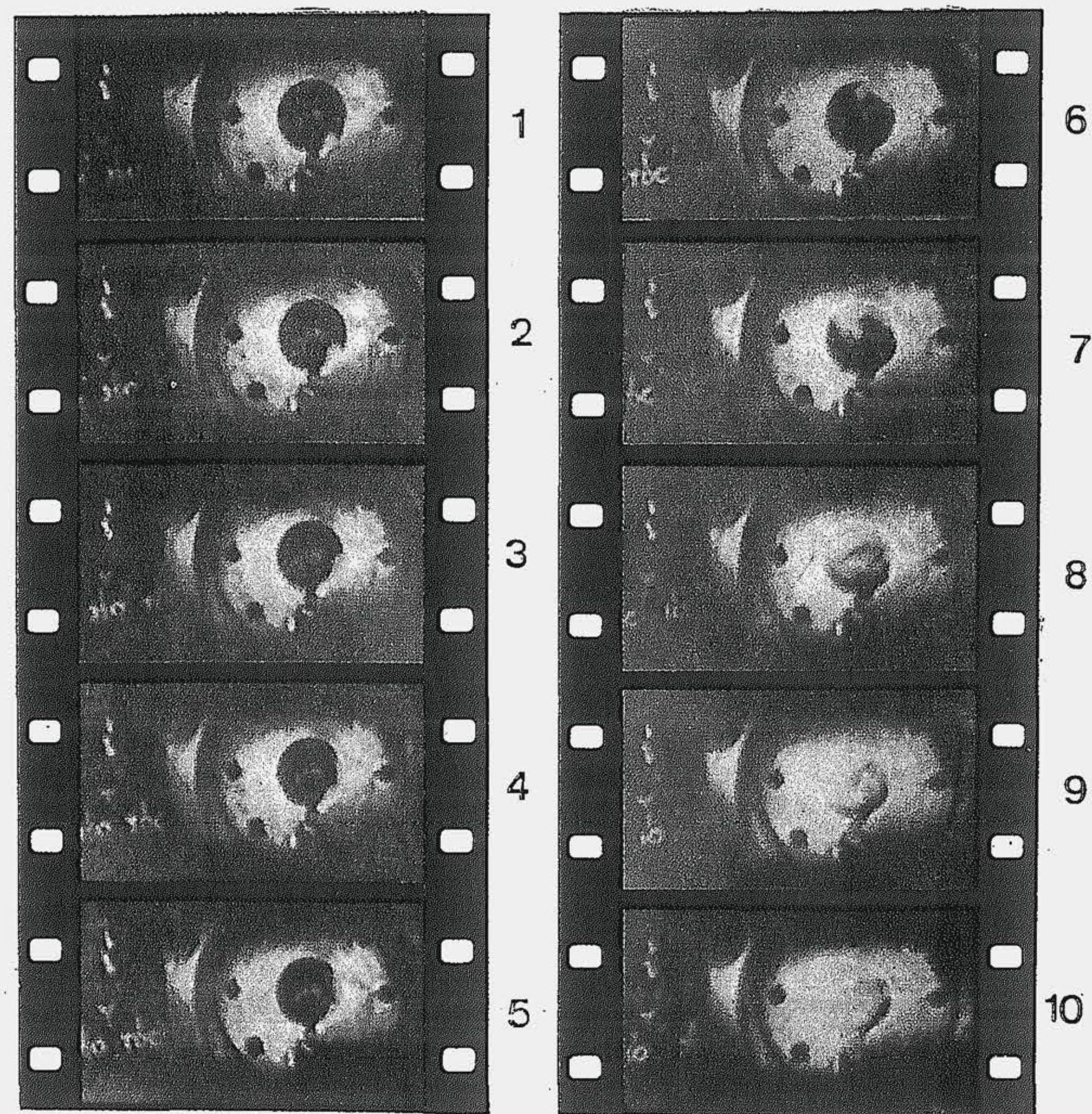
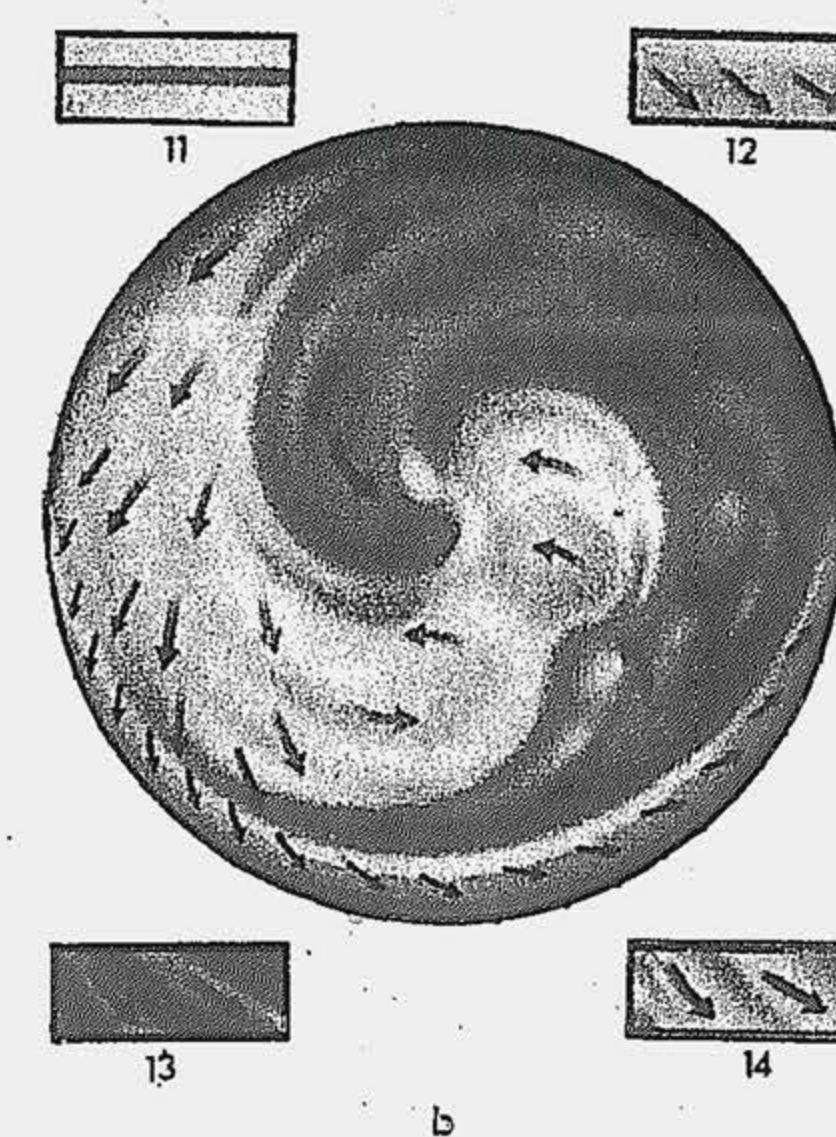


Fig. 6.3. Fotoînregistrarea camerei de ardere corelată cu diagramele presiunii ( $p$ ) și ridicării acului injector ( $h_a$ ).





a



b

Fig. 6.33. Procedul de ardere *M*:  
fotoinregistrarea camerei de ardere (*a*); modelu  
propagării flăcării (*b*); 1...5—injecția de combustibil pe perete; 6—aparitiia flăcării; 7...10—propagarea flăcării; 11—combustibil lichid; 12—amestec aer-vapori de combustibil; 13—flacără; 14—aer în mișcare.



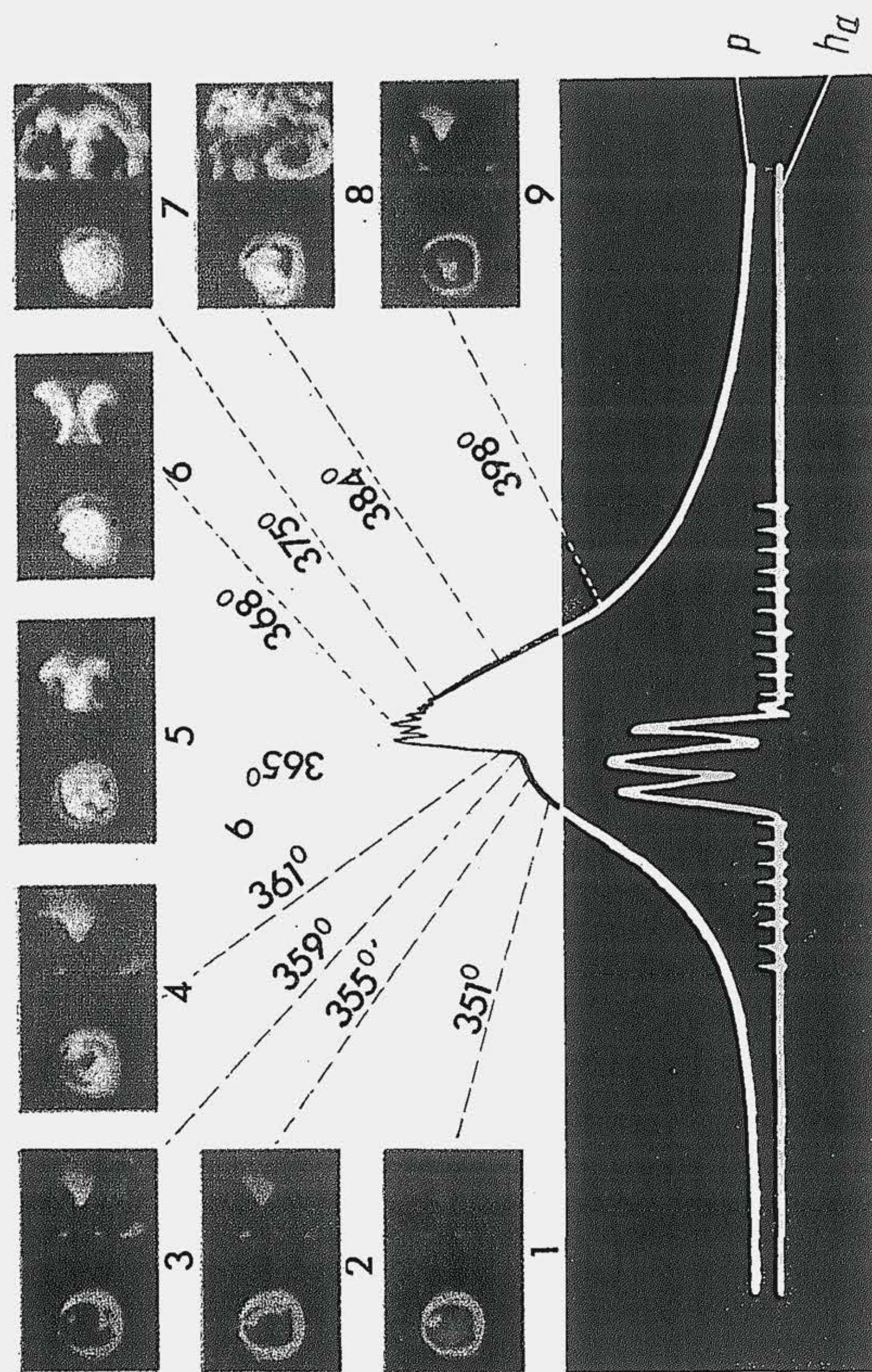


Fig. 6.43. Fotoînregistrarea camerei de volum constant (imaginea din stînga de pe fiecare cadru) și a camerei de volum variabil (imaginea din dreapta) corelată cu diagramele presiunii ( $p$ ) și ridicării acului injectorului ( $h_a$ ).

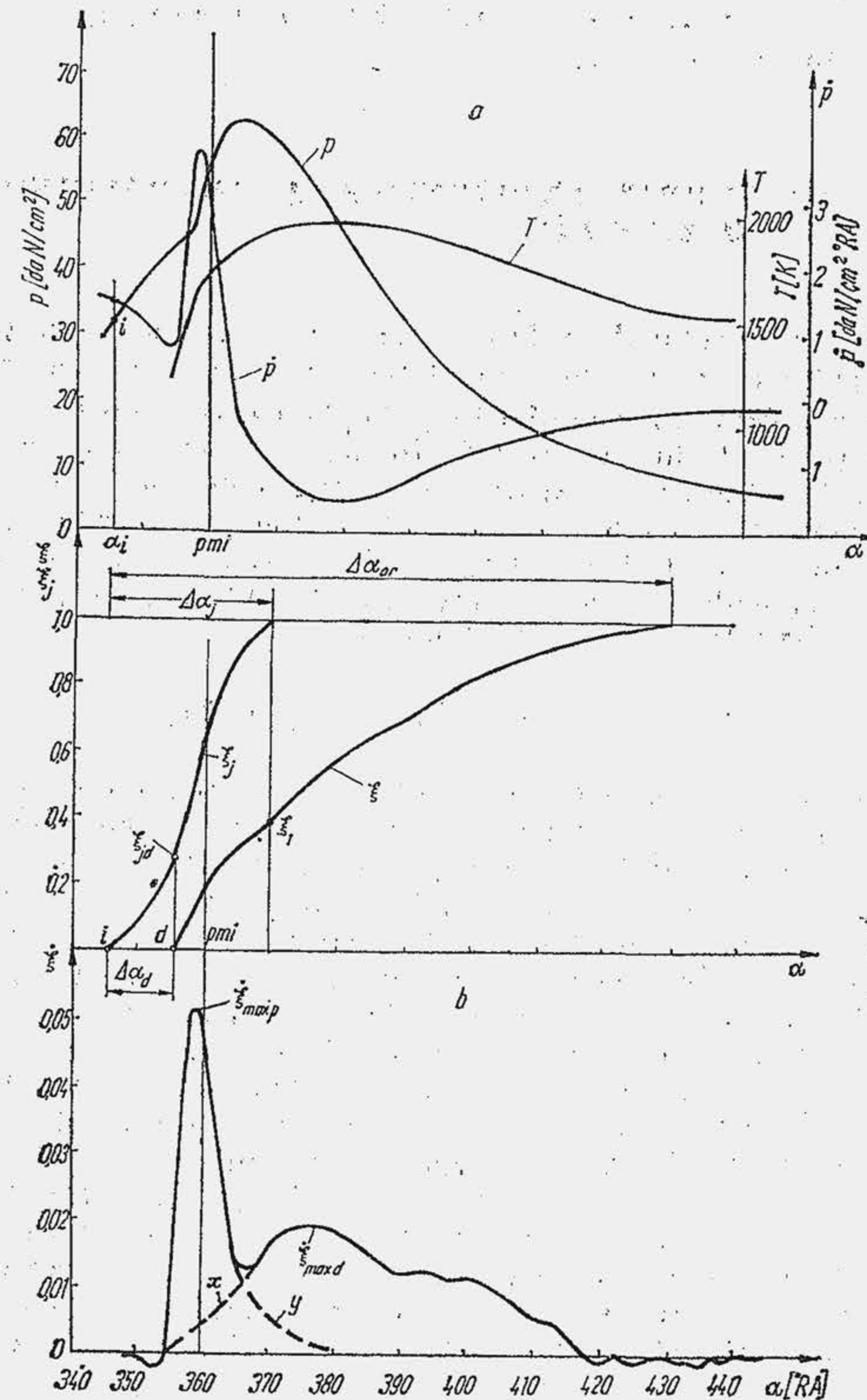


Fig. 6.5. Diagrama indicată corelată cu caracteristicile de injecție și ardere.

unde  $m_{c1\alpha}$  este masa de combustibil injectată în cilindru din momentul inițial pînă la un moment oarecare  $\alpha$ ). Comparînd caracteristicile  $\xi$  și  $\xi_j$  se determină durata întîrzierii la declanșarea arderii rapide  $\Delta\alpha_a$ , fracțiunea  $\xi_{ja}$  din doza de combustibil injectată în cilindru în perioada  $\Delta\alpha_a$ , fracțiunea  $\xi_1$  din căldura disponibilă, care intră în reacție pînă la sfîrșitul injecției; se compară totodată durata arderii ( $\Delta\alpha_{ar}$ ) cu durata injecției ( $\Delta\alpha_j$ ). Viteza de degajare a căldurii înregistrează două valori maxime distincte și anume: o valoare maximă foarte mare la începutul fazei de ardere rapidă ( $\xi_{max p} = 0,052$ ) care se produce aproximativ în momentul în care  $\dot{p} = \dot{p}_{max}$ ; o valoare



maximă relativ modestă după începutul fazei de ardere moderată ( $\xi_{max a} = 0,018$ ), care se produce aproximativ între momentul în care  $p = p_{max}$  și momentul în care  $T = T_{max}$ .

## 6.2. TEORIA EXPLICATIVĂ A AUTOAPRINDERII ȘI ARDERII

Împărțirea procesului de ardere pe faze este justificată de faptul că în fiecare fază acționează suficient de distinct mecanisme fizico-chimice diferite.

**Întârzierea la declanșarea arderii rapide** ( $\Delta\alpha_d$ ) apare ca o fază pregătitoare pentru apariția nucleului de flacără. În această fază, combustibilul suferă transformări de natură fizică și chimică, astfel încât durata ei  $\tau_d$  este suma a două componente: o componentă fizică  $\tau_{df}$  (sau  $\Delta\alpha_{df}$ , °RA) în care se produce pulverizarea, parțial vaporizarea și amestecarea combustibilului cu aerul și o componentă chimică  $\tau_{dc}$  (sau  $\Delta\alpha_{dc}$ , °RA) în care se produc reacțiile de oxidare prealabilă a combustibilului, astfel:

$$\tau_d = \tau_{df} + \tau_{dc}; \quad \Delta\alpha_d = \Delta\alpha_{df} + \Delta\alpha_{dc}. \quad (6.1)$$

Durata pulverizării este practic nulă, în schimb duratele proceselor de vaporizare și amestecare sînt relativ mari și nu pot coborî sub o anumită limită, astfel încît  $\tau_{df} \approx 0,2 \dots 0,8$  ms. Creșterea frînată de presiune în această fază — linia întreruptă — pe intervalul  $i - d$  (v. fig. 6.1) — este determinată de vaporizarea combustibilului care reduce temperatura aerului, prin consum de căldură. În domeniul temperaturilor relativ normale, componenta chimică a întîrzierii la autoaprindere intervine cu ponderea cea mai mare și este determinată de timpul necesar dezvoltării proceselor polistadiale de autoaprindere. Caracterul polistadial al autoaprinderii în MAC, descoperit relativ recent, este evidențiat de luminescențele caracteristice (v. fig. 6.4), precum și de fotografiile în culori. Apariția primului nucleu de flacără este elementul caracteristic al acestei perioade. Componenta chimică a întîrzierii la autoaprindere se exprimă printr-o relație de forma (4.69); întrucît și componenta fizică este influențată de presiune și temperatură în același sens, se admite cu aproximație că întreaga durată a întîrzierii la declanșarea arderii rapide poate fi exprimată printr-o relație de forma:

$$\tau_d[s] = A p_c^{-m} \exp(B/T_c), \quad (6.2)$$

unde  $A = 0,44 \cdot 10^{-3}$ ,  $m = 1,19$ ,  $B = 4650$  după H. Wolfer;  $A = 0,2 \cdot 10^{-3}$ ,  $m = 0,4$ ,  $B = 3200$ , după A. I. Serbinov;  $p_c$  și  $T_c$  sînt parametri de stare la finele comprimării, în daN/cm<sup>2</sup>, respectiv K.

**Exemplul numeric 6.1.** Să se determine întîrzierea la autoaprindere pentru un motor diesel cu  $\epsilon = 17$  pentru  $n_1 = 3000$  rot/min.

R. Se alege:  $p_a = 0,85$ ;  $T_a = 325$  K;  $m_c = 1,35$  și rezultă  $p_c = 0,85 \cdot 17^{1,35} = 39$  daN/cm<sup>2</sup> și  $T_c = 325 \cdot 17^{0,35} = 876$  K.

După Wolfer:  $\tau_d = 0,44 \cdot 10^{-3} \cdot (1/39^{1,19}) \cdot \exp(4650/876) = 1,136 \cdot 10^{-3}$  s;  $\Delta\alpha_d = 6 \cdot 3000 \cdot 1,136 \cdot 10^{-3} = 20,5^\circ\text{RA}$ .

După Serbinov:  $\tau_d = 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot (1/39^{0,4}) \cdot \exp(3200/876) = 1,78 \cdot 10^{-3}$  s;  $\Delta\alpha_d = 32^\circ\text{RA}$

Relația de tip (6.2) se folosește cu prudență deoarece nu ia în considerare avînsul la declanșarea injectiei, unele particularități constructive ale camerei de ardere, precum și natura combustibilului (constanta  $B$  ar trebui să includă energia de activare).

Mai recent [15] s-a elaborat o relație de calcul a întîrzierii la declanșarea arderii rapide, pentru MAC-urile rapide cu camere unitare, care definește mai complet condițiile de autoaprindere din cilindrul motorului: Astfel:

$$\tau_d[s] = 6,2 \cdot 10^{-4} (1,2 \dots 1,3 \cdot 10^{-4} n) F^{0,45} (T_a/p_a)^{0,45} \cdot \exp(aE^{0,34}/RT_a), \quad (6.3)$$

unde  $n$  este turația, în rot/min;  $T_a$  și  $p_a$  — temperatura, în K și presiunea, în daN/cm<sup>2</sup>, la finele admisiunii;  $E$  — energia de activare a combustibilului;  $F$  — o funcțiune

$$F = (1/\epsilon) (1 + 0,9 \cdot 10^{-4} \beta^2 (\epsilon - 1)/\sigma),$$

unde  $\epsilon$  este raportul de comprimare;  $\beta$  — avînsul la declanșarea injectiei, în °RA;  $\sigma = s_{ISA}/S$ , adică raportul dintre deplasarea pistonului față de  $p_{mi}$  în momentul închiderii supapei de admisiune  $s_{ISA}$  și cursa  $S$  a pistonului. Constanta  $a$  depinde de unitățile de măsură și anume: 1)  $a = 2,57$  dacă  $E$  este în kJ/kmol și  $R = 8,314$  kJ/kmol K; 2)  $a = 1$  dacă  $E$  este în kcal/kmol și  $R = 1,986$  kcal/kmol K. Energia de activare depinde de temperatură și este 18 288 kJ/kmol (4 370 kcal/kmol) pentru intervalul 740...860 K; 15 400 kJ/kmol (3 680 kcal/kmol) pentru intervalul 820...930 K; 14 438 kJ/kmol (3 450 kcal/kmol) pentru intervalul 860...970 K.

Se observă că față de relația (6.2), relația (6.3) surprinde în plus influența turației, a energiei de activare, a avînsului  $\beta$  și a momentului închiderii supapei de admisiune; influența presiunii, temperaturii și a lui  $\epsilon$  sînt evidențiate de o manieră diferită.

**Exemplul numeric 6.2.** Să se determine întîrzierea la declanșarea arderii rapide la un MAC, cu relația (6.3) pentru condițiile definite în exemplul numeric 6.1. Se precizează în plus:  $\beta = 10^\circ\text{RA}$ ;  $s_{ISA}/S = 0,215$ , ceea ce corespunde unei întîrzieri la ISA de  $50^\circ\text{RA}$  (pentru  $s_{ISA}/S$  v. rel. 10.7).

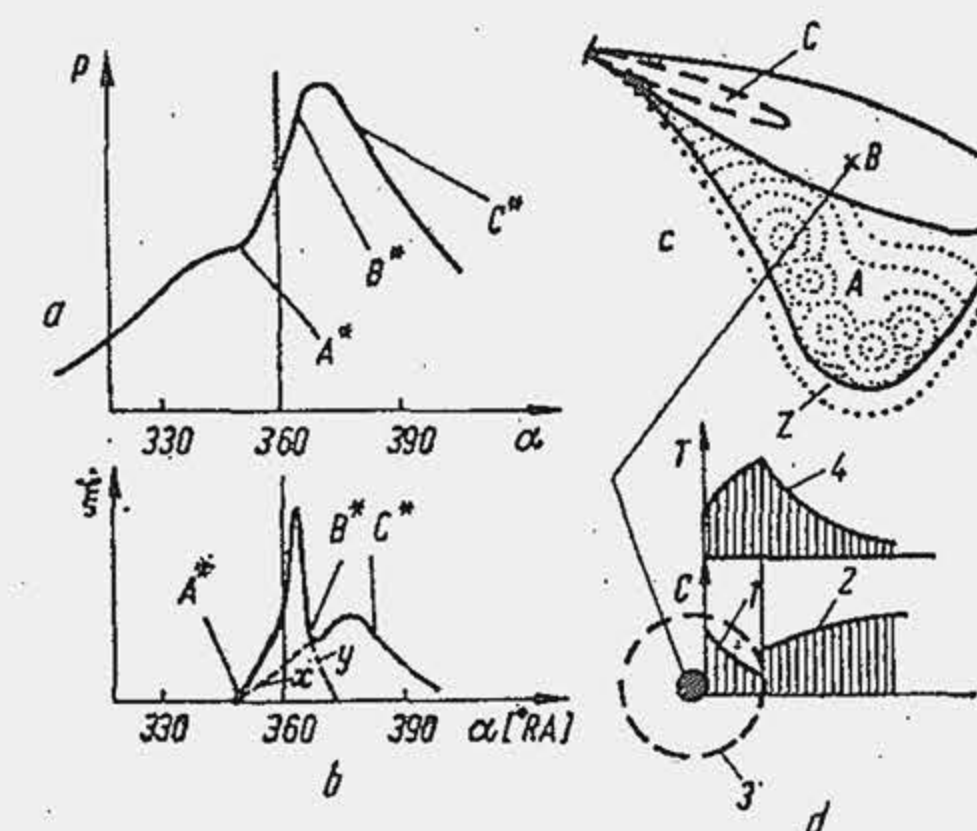
R.  $F^{0,45} = (1/17) (1 + 0,9 \cdot 10^{-4} \cdot 10^2 (17 - 1)/0,215)^{0,45} = 0,352$ ;  $\tau_d = 6,2 \cdot 10^{-4} \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot 3000 \cdot 0,352 \cdot (325/0,85)^{0,45} \cdot \exp(2,57 \cdot 15400^{0,34}/8,314 \cdot 325) = 1,17 \cdot 10^{-3}$  s;  $\Delta\alpha_d = 6 \cdot 3000 \cdot 1,17 \cdot 10^{-3} = 21^\circ\text{RA}$ , valoare apropiată de aceea găsită cu relația lui Wolfer.

În perioada întîrzierii la autoaprindere se injectează în cilindru o fracțiune importantă din doza de combustibil, care, la motoarele rapide de autovehicule este cuprinsă între 50 și 70%, dar ajunge și pînă la 100%.

**Faza arderii rapide** ( $\Delta\alpha_r$ ) se caracterizează prin viteza de ardere și viteza de creștere a presiunii foarte mari, mult mai mari decît la MAS. Astfel, viteza medie de ardere este  $\bar{\xi} = 0,04 \dots 0,06$  kJ/kJ°RA (4...6%°RA), ca rezultat al degajării unei fracțiuni importante de căldură (20...50% din căldura disponibilă pe ciclu), dar cu mult mai mică decît în cazul arderii rapide la MAS. Elementul caracteristic al acestei faze (fig. 6.6) îl constituie dez-

Fig. 6.6. Corelarea diagramei de presiune (a) cu viteza de ardere (b) și jetul de combustibil (c), (d):

$A^*$ ,  $B^*$  și  $C^*$  — momentele pe diagrama  $p-\alpha$  la care intră în reacție zonele corespunzătoare  $A$ ,  $B$ ,  $C$  din jet.  $Z$  — zona amestecurilor sărace neinflamabile.  $1$  — variația concentrației de combustibil;  $2$  — variația concentrației de aer;  $3$  — flacără;  $4$  — variația temperaturii.





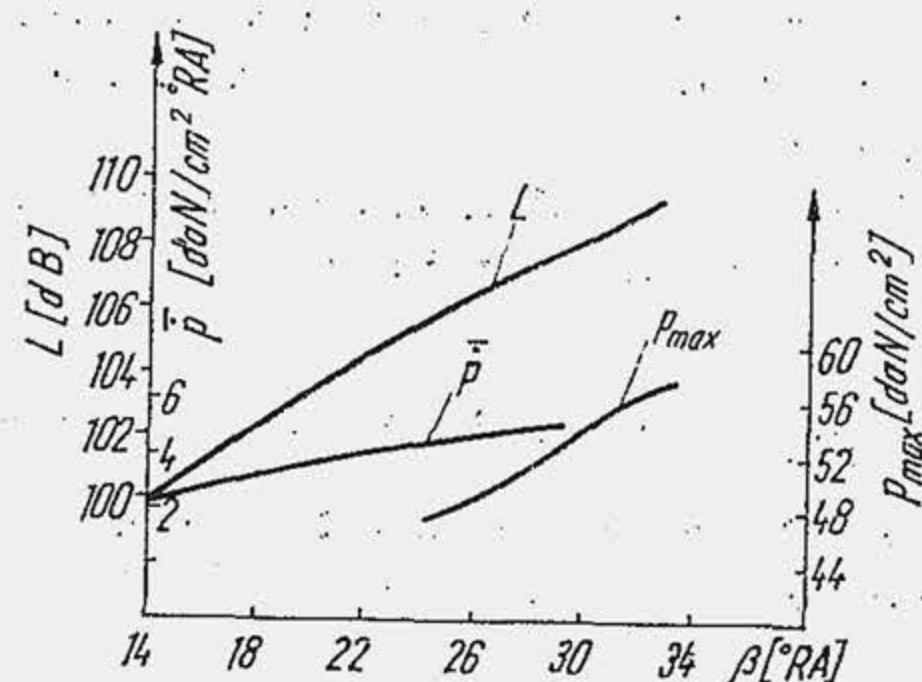


Fig. 6.7. Variația intensității zgomotului, presiunii  $p_{max}$  și vitezei  $\dot{p}$  cu avansul la declanșarea scintei.

prealabile de oxidare, de tipul flăcărilor reci și albastre) se înregistrează viteze mari de propagare a fronturilor de flacără, 100...200 m/s care evidențiază atât caracterul turbulent al propagării cât și fenomenul de accelerare chimică a flăcării (v. detonația MAS). Valorile ridicate ale lui  $\dot{p}$  conduc la o funcționare violentă a MAC-ului față de funcționarea liniștită a MAS-ului, ceea ce constituie una din principalele lui servituți, mai ales pentru motoarele de autovehicule. *Funcționarea violentă, însoțită de zgomote și trepidatii, se numește detonație diesel.* Prin cinematografiere rapidă s-a stabilit că în cazul detonației diesel (ca și în cazul detonației în MAS) nucleul de flacără se dezvoltă rapid și cuprinde într-un interval de 2...4°RA întregul amestec din cilindru. Datele experimentale arată o creștere practic proporțională a nivelului zgomotelor  $L$  (v. par. 26.6) — cu  $\dot{p}$  (fig. 6.7). Detonația diesel se aseamănă cu detonația din MAS, în parte, prin manifestările exterioare (zgomote și trepidatii), în parte, prin cauzele care o determină (accelerarea chimică a flăcărilor, în amestecul din zona finală la MAS, în amestecurile preformate la MAC). Spre deosebire de MAS, la MAC nu a fost remarcată unda de șoc și detonație. Continuând analogia, în cazul arderii fără detonație, se observă că arderea rapidă, atât în MAS cât și în MAC sînt rezultatul propagării unei flăcări turbulente. În primul caz, propagarea are loc într-un amestec omogen fără pregătire chimică prealabilă, viteza de propagare este moderată,  $\xi$  crește treptat, atinge un maxim și apoi scade. În al doilea caz, propagarea are loc într-un amestec cvasiomogen, cu pregătire chimică prealabilă, viteza de propagare este mare,  $\xi_{max}$  atinge inițial o valoare foarte ridicată (v. fig. 6.6) scade apoi și înregistrează un al doilea maxim determinat de intensitatea celui de-al doilea mecanism de ardere — mecanismul de ardere difuză. Mecanismul de ardere a amestecurilor preformate se mai numește *mechanism de ardere mixtă* (arderea procedează prin propagare de flacără turbulentă și succesiuni de autoaprindere sau accelerare chimică). Mecanismul de ardere mixtă nu încetează brusc, linia întreruptă  $y$  din figurile 6.5 și 6.6 sugerează reducerea treptată a acțiunii lui.

Cercetări recente au pus în evidență corelații mai profunde între faza de ardere rapidă și întârzierea la declanșarea arderii rapide. Astfel s-a stabilit o anumită dependență între părțile componente ale lui  $\tau_d$  și faza arderii rapide. Dacă se menține neschimbată întârzierea totală  $\Delta\alpha_d = \Delta\alpha_{d1} + \Delta\alpha_{d2}$  (v. fig. 6.4), dar se modifică cele două componente ale sale, viteza medie de creștere a presiunii  $\dot{p}$  este mai redusă cînd durată primei perioade  $\Delta\alpha_{d1}$  este mai mare. Dacă  $\Delta\alpha_{d1} < \Delta\alpha_{d2}$ , atunci flăcările reci dispun de un timp mai mare pentru propagare. Pregătirea chimică

prealabilă a amestecului este mai intensă, iar după apariția flăcării calde se degajă mai multă căldură,  $\dot{p}$  crește, iar motorul funcționează violent. Dacă  $\Delta\alpha_{d1} > \Delta\alpha_{d2}$  flăcările reci se dezvoltă mai greu, pregătirea chimică prealabilă este mai puțin intensă, iar arderea mai liniștită.

**Faza arderii moderate** ( $\Delta\alpha_m$ ) se numește astfel deoarece viteza de ardere sau viteza de degajare a căldurii se menține la un nivel redus în raport cu nivelul atins în faza precedentă (fig. 6.5 și 6.6) și anume viteza medie de ardere este  $\xi = 0,01...0,02$ . Ca și în cazul MAS-ului viteza de creștere a presiunii este  $\dot{p} \leq 0$ , ceea ce permite reprezentarea schematizată a fazei de ardere moderată prin două evoluții termodinamice simple: o izobară ( $\Delta\alpha_{m1}$ ) și o izotermă ( $\Delta\alpha_{m2}$ ).

În faza arderii moderate intră în reacție combustibilul care nu a ars în faza precedentă, precum și fracțiuni din doza de combustibil care continuă eventual să fie injectate. Datorită presiunilor și temperaturilor ridicate, durata de vaporizare a combustibilului injectat este redusă, dar nu este nulă. *Elementul hotărîtor în această fază îl constituie amestecarea combustibilului cu aerul.* Procesul de amestecare se desfășoară atât la scara macroscopică, privind camera de ardere în ansamblu, cât și la scara microscopică, privind picătura de combustibil. Procesul de amestecare este sensibil influențat de gazele de ardere, rezultate din arderea în faza precedentă. Așadar, în această fază formarea amestecului se desfășoară simultan cu reacția de ardere. Interpretînd unele date recente, în [2] se ajunge la concluzia că trăsătura distinctivă a arderii în această fază o constituie caracterul ei difuz, durata de formare a amestecului este preponderentă în raport cu durata reacției chimice.

Partea din jet care arde difuziv o constituie zona centrală  $B$  a jetului (fig. 6.6, c) în care predomină picăturile de combustibil. Se presupune că mecanismul de ardere difuzivă, intră în acțiune imediat după consumarea întârzierii la aprindere (linia întreruptă  $x$  fig. 6.5 și 6.6). La început el acționează lent, picăturile din zona centrală se vaporizează greu, găsesc cu dificultate aerul necesar, apoi treptat, arderea difuzivă cuprinde un număr mare de picături, în măsura în care se deplasează aerul spre picături, la scara macro- și microscopică. Mecanismul de ardere difuzivă a picăturii (v. fig. 6.1) devine la un moment dat preponderent, *aproximativ cînd se atinge presiunea maximă*, deoarece mecanismul de ardere mixtă își reduce acțiunea, după arderea amestecurilor preformate. Viteza de ardere înregistrează un al doilea maxim  $\xi_{max 2}$  (fig. 6.5 și 6.6). Se observă că cele două mecanisme de ardere se dezvoltă la început simultan și nu succesiv. Ceea ce se poate distinge net este ponderea cu care participă fiecare din ele la eliberarea căldurii de reacție. De aici, rezultă și implicațiile pentru viteza de ardere  $\xi$  și viteza de creștere a presiunii  $\dot{p}$ . Astfel, la un MAC rapid, în faza arderii rapide acționează simultan două mecanisme de ardere. Inițial acționează cu pondere mare mecanismul de ardere mixtă a amestecurilor preformate, ceea ce explică faptul că aproximativ, în același moment (358°RA) se produce  $\xi_{max}$  și  $p_{max}$ ; în a doua parte a fazei de ardere rapidă, cînd presiunea în cilindru trece de valoarea maximă, intervine cu pondere mare mecanismul de ardere difuzivă, ceea ce explică faptul că aproximativ între vîrfurile  $p_{max}$  și  $T_{max}$  (fig. 6.5) se produce  $\xi_{max 2}$ .

Caracterul difuziv al arderii în această fază este subliniat și de formarea funinginii în zonele de concentrații ridicate de combustibil. Particulele de funingine, denumite adeseori carbon, reprezintă compuși cu o structură chimică complexă ( $\approx 34\%$  C), care rezultă în



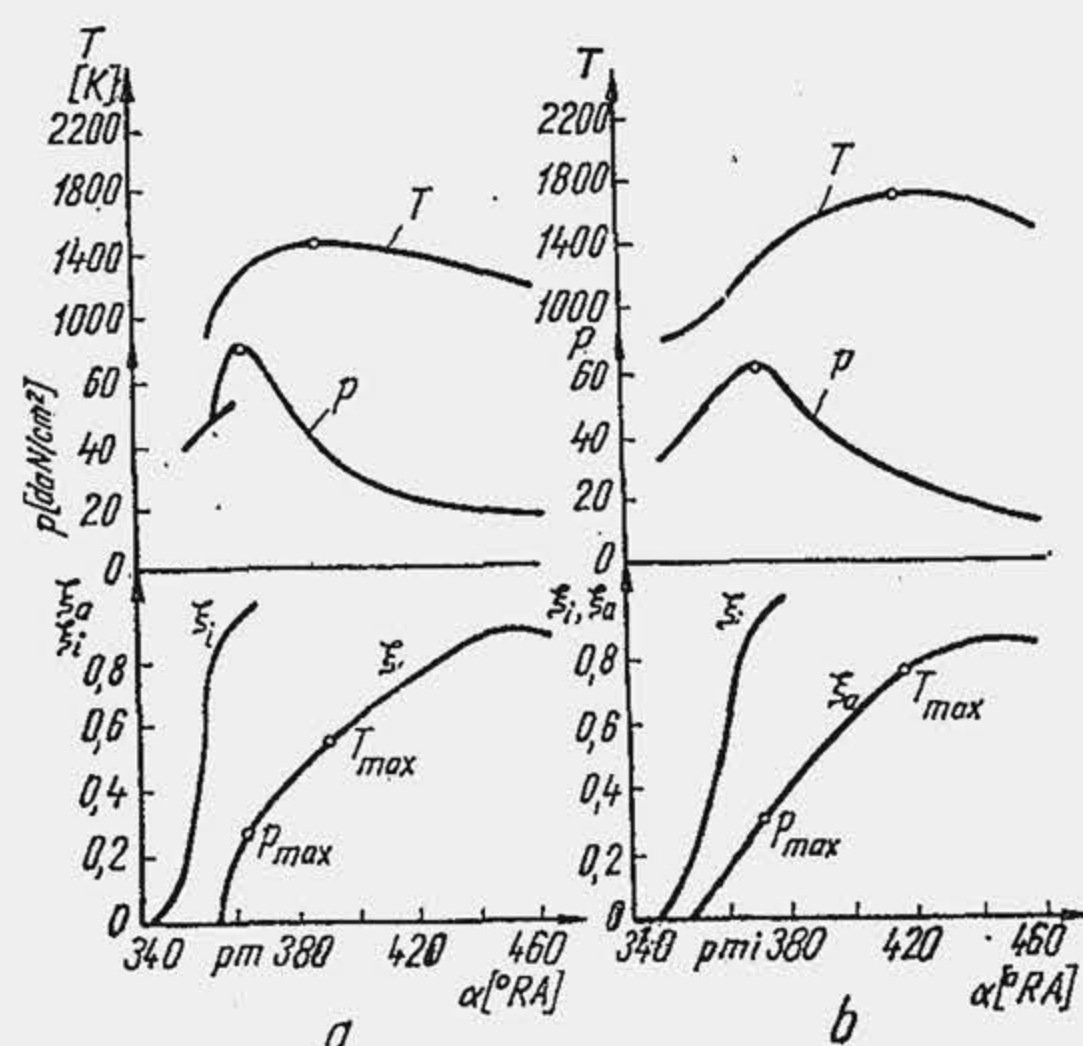


Fig. 6.8. Caracteristica și viteza de ardere.

tibilului și mai ales ultima fracțiune din doza de combustibil, injectată în cilindru, care este constituită din picături mari și găsește cel mai greu oxigenul necesar arderii. Arderea cu fum apare astfel la MAC ca inevitabilă. Faptul că la începutul fazei de ardere moderată presiunea se menține cvasiconstantă se datorește unor efecte contradictorii. Astfel, datorită vitezei moderate de degajare a căldurii presiunea tinde să crească lent, dar această tendință este compensată de tendința de scădere a presiunii promovată de deplasarea pistonului în cursa de destindere. Se înțelege că scăderea ulterioară de presiune în faza arderii moderate este determinată de efectul preponderent al deplasării pistonului în raport cu efectul termic al reacțiilor. Cu toate acestea, nivelul intensității degajării de căldură în prima parte a fazei de ardere moderată trebuie considerat ca fiind interesant, deoarece numai astfel se explică faptul că temperatura medie a amestecului crește în continuare sau se menține cvasiconstantă pe o mare parte din durata acestei faze (fig. 6.8).

Dacă se neglijează abateri de 2...3% de la o valoare maximă a temperaturii, se observă că în intervalul  $\Delta\alpha_{m2}$  arderea se desfășoară la temperatură constantă. Durata subfazei  $\Delta\alpha_{m2}$  de ardere izotermă depășește de mai multe ori durata subfazei  $\Delta\alpha_{m1}$  (30...60°RA, față de 3...15°RA) din care cauză intervine cu o pondere importantă în valoarea randamentului și a încărcării termice a organelor mecanismului motor (piston, segment, chiulasă etc.), care vin în contact o perioadă îndelungată cu produșii de ardere menținuți la un nivel ridicat de temperatură.

### 6.3. CONTROLUL ARDERII ÎN MAC

Este rațional să se urmărească realizarea unor randamente superioare ale ciclului, ceea ce presupune dezvoltarea fazei de ardere rapidă în vederea degajării fracțiunii principale din căldura dezvoltată pe ciclu în apropierea  $p_{mi}$  — arderea rapidă se apropie de izocoră. Este însă tot atât de rațional să se urmărească limitarea funcționării violente a motorului, cu șocuri,

trepidatii și zgomote, ceea ce presupune dezvoltarea fazei de ardere moderată, cu viteze mici de degajare a căldurii.

Dacă se urmărește promovarea mecanismului de ardere mixtă, atunci trebuie să se acționeze în sensul sporirii masei de amestec preformat  $m_{ap}$ . Un număr de factori influențează mărimea masei  $m_{ap}$ . Știind că amestecul preformat se formează în perioada întârzierii la declanșarea arderii rapide trebuie să se acționeze asupra masei de combustibil  $m_{ca}$  care se acumulează în cilindru în faza  $\Delta\alpha_d$  (v. fig. 6.5,  $m_{ca} = \xi_{ja} \cdot \bar{m}_c$ ). În ipoteza că se realizează condiții identice de pulverizare, vaporizare, amestecare și dezvoltare a reacțiilor chimice prealabile de oxidare,  $m_{ap}$  va fi cu atât mai mare cu cât  $m_{ca}$  este mai mare. În condițiile ipotezei se definesc două cazuri distincte. În primul caz se injectează combustibil în cilindru cu un avans  $\beta$  invariabil, după o caracteristică de injecție  $\xi_j$  oarecare (v. par. 18.2) și se modifică  $\Delta\alpha_d$  (fig. 6.9, a) de exemplu, prin modificarea ușurinței la autoaprindere a combustibilului, adică prin modificarea cifrei cetanice sau prin modificarea presiunii și temperaturii aerului în momentul injecției (modificarea lui  $\epsilon$  etc.). Se observă că, dacă  $\Delta\alpha_d$  crește de la  $\Delta\alpha_{d1}$  la  $\Delta\alpha_{d2}$  în cilindru se acumulează de aproape patru ori mai mult combustibil ( $\xi_{ja2} \approx 4\xi_{ja1}$ ). Arderea amestecurilor preformate este puternic intensificată, se va înregistra o creștere sensibilă a vitezei  $\xi_{maxp}$  și a vitezei  $\dot{p}_{max}$ . În al doilea caz se menține invariabilă faza  $\Delta\alpha_d$  (și totodată durata și avansul la declanșarea injecției). Prin modificarea unor caracteristici constructive ale sistemului de injecție, în primul rând prin modificarea profilului camei care comandă pistonul-sertar (v. cap. 18) se produc două caracteristici distincte de injecție  $\xi_{jI}(\alpha)$ ,  $\xi_{jII}(\alpha)$  (fig. 6.9, b). În perioada  $\Delta\alpha_d$  când injecția se produce după caracteristica  $\xi_{jI}$ , se acumulează în cilindru aproximativ 20% din doza de combustibil; când injecția se produce după caracteristica  $\xi_{jII}$  se acumulează în cilindru aproximativ 75% din  $\bar{m}_c$ . Caracteristica  $\xi_{jII}$  produce o ardere rapidă cu mult mai intensă.

Concluzia opusă este: cu cât se acumulează în cilindru mai puțin combustibil în perioada  $\Delta\alpha_d$  — fie prin reducerea lui  $\Delta\alpha_d$  pentru o caracteristică  $\xi_j$  dată, fie prin reducerea fracțiunii  $\xi_{ja}$  pentru o valoare  $\Delta\alpha_d$  dată — cu atât se reduce intensitatea arderii violente, scade  $\xi_{maxp}$  și  $\dot{p}_{max}$ .

Dacă se elimină ipoteza că în perioada  $\Delta\alpha_d$  masa de combustibil  $m_{ca}$  suportă un grad invariabil de pregătire fizico-chimică, se observă că nu este suficient ca masa  $m_{ca}$  să fie cât mai mare pentru ca arderea rapidă să fie cât mai intensă. În acest caz, se controlează masa de amestec preformat pe altă cale și anume prin factorii care modifică gradul de pregătire fizico-chimică a combustibilului acumulat în cilindru, adică prin caracteristicile jetului (finețea, omogenitatea, penetrația și unghiul de dispersie a jetului), prin numărul de jeturi, prin modul de distribuție a dozei de combustibil în camera de ardere (se distribuie doza  $\bar{m}_c$  în volum sau în peliculă — v. par. 6.4.3) prin starea aerului în cilindru, prin ușurința la autoaprindere a combustibili-

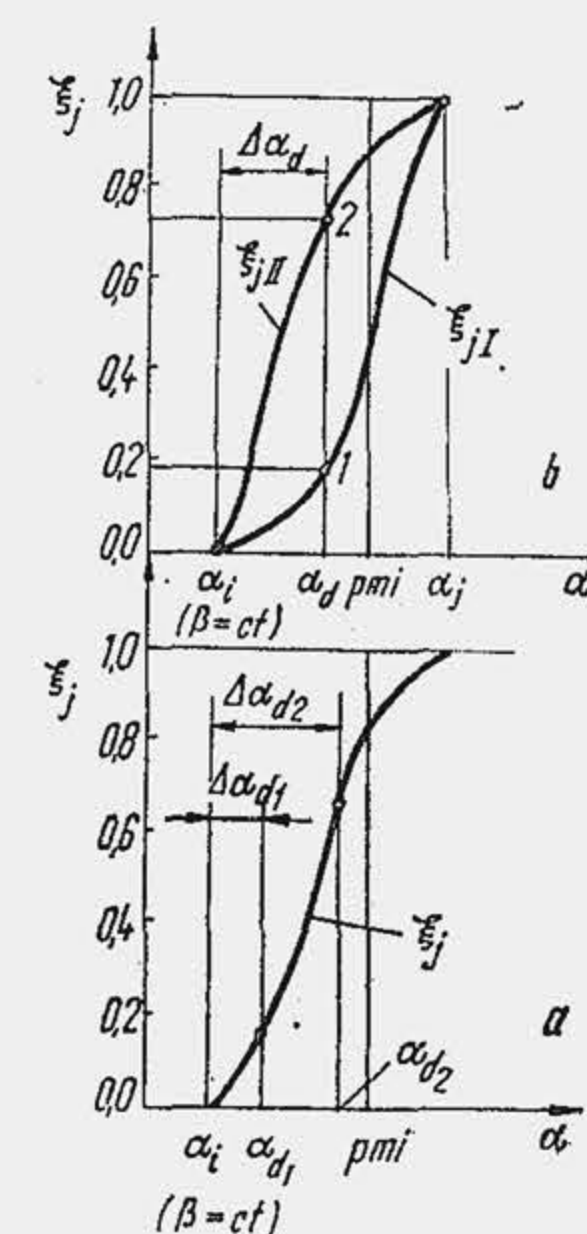


Fig. 6.9. Caracteristica de injecție corelată cu întârzierea la autoaprindere.



lului (cifra cetanică influențează pe de o parte durata  $\Delta\alpha_d$ , pe de altă parte, gradul de pregătire chimică a amestecului preformat).

Dacă se urmărește promovarea mecanismului de ardere difuzivă se injectează un jet concentrat într-o zonă a camerei de ardere. În acest caz trebuie să se asigure acum amestecarea treptată a combustibilului cu aerul la nivelul picăturii de combustibil (micromixtură) precum și la nivelul camerei de ardere (macromixtură). Turbulența la scara microscopică și mișcarea dirijată la scara macroscopică sînt factori fundamentali care controlează mixtura. Controlul mixturii combustibilului cu aerul se realizează pe mai multe căi: prin gradul de pulverizare, prin repartizarea combustibilului în cilindru, prin excesul de aer, prin mișcarea aerului.

În cazul extrem cînd nu există mișcare dirijată a aerului, macromixtura se obține prin mărirea numărului de jeturi și ridicarea calității pulverizării (sistemul de injecție devine complicat și scump) precum și prin mărirea excesului de aer (se supradimensionează litrajul motorului, ceea ce micșorează performanța de putere litrică). Arderea decurge rapid (se promovează mecanismul de ardere a amestecurilor preformate), cu presiuni și viteze de creștere a presiunii mai ridicate, dar cu randamente înalte. În celălalt caz extrem, cînd există o mișcare dirijată foarte intensă a aerului, se simplifică sistemul de injecție (un singur jet concentrat, presiune de injecție redusă) și se reduce excesul de aer. Arderea decurge lent (se promovează mecanismul de ardere difuzivă) cu presiuni și viteze de creștere a presiunii mai mici, cu randamente reduse.

## 6.4. INFLUENȚE ASUPRA ARDERII ÎN MAC

### 6.4.1. INFLUENȚELE FACTORILOR DE STARE

**Temperatura și presiunea.** Modificarea regimului de presiuni și temperaturi se realizează pe căi diferite și anume prin supraalimentare, prin variația raportului de comprimare, prin variația gradului de încălzire a aerului admis în cilindru, prin modificarea momentului de declanșare a injecției. Experiența arată o dependență importantă a întîrzierii la declanșarea arderii rapide  $\Delta\alpha_d$  față de temperatura (fig. 6.10, a) sau presiunea de la finele procesului de comprimare (fig. 6.10, b). Dacă se mărește presiunea de admisiune prin supraalimentare, diagramele indicate evidențiază nu numai o reducere a întîrzierii  $\Delta\alpha_d$  (fig. 6.11) dar și o creștere a presiunii maxime, o reducere a vitezei de creștere a presiunii, o sporire a randamentului indicat. Influența presiunii și temperaturii la finele procesului de comprimare asupra lui  $\tau_a$  se explică prin natura polistadială a autoaprinderii și se evidențiază în general prin relația (6.2). Cu toate acestea, de la o anumită temperatură  $T_c$ , în sus,  $\Delta\alpha_d$

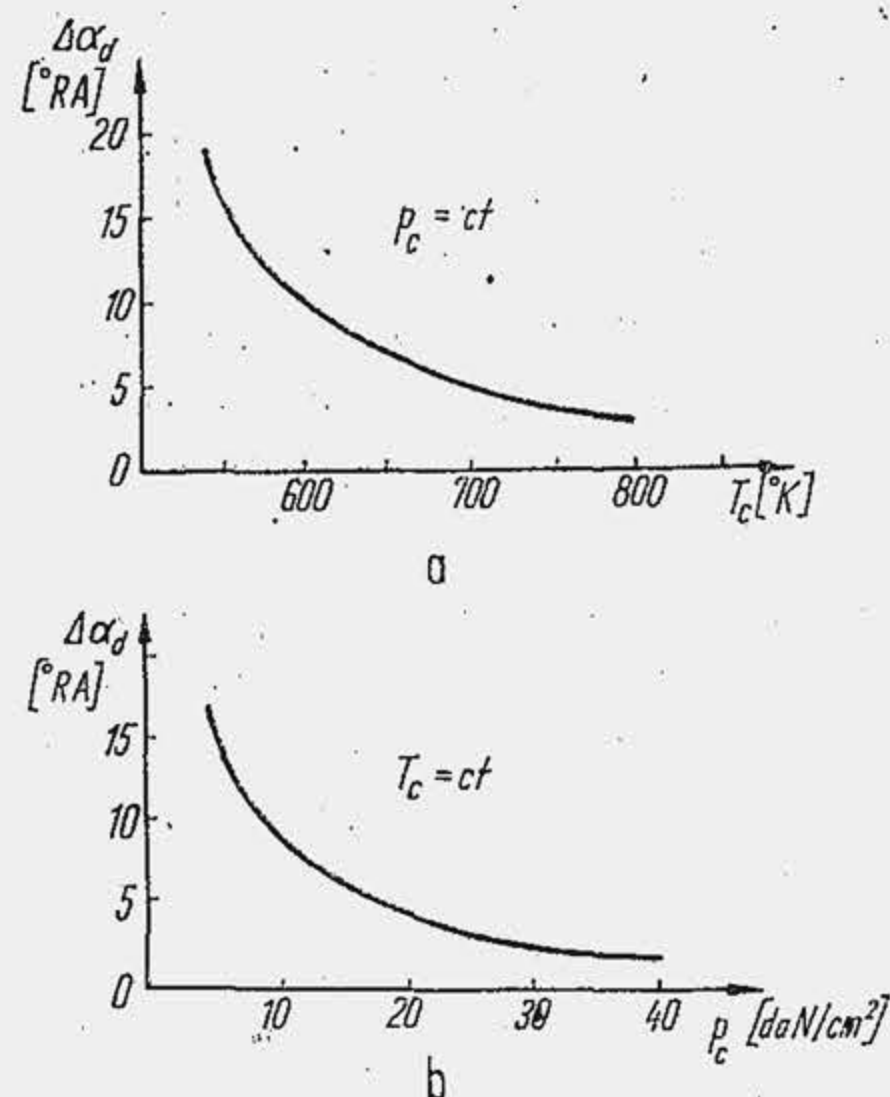


Fig. 6.10. Influența parametrilor de stare de la finele comprimării asupra întîrzierii la autoaprindere.

rămîne neschimbat, aproximativ 0,5...1,0 ms. Această valoare critică este de ordinul de mărime al timpului necesar desfășurării proceselor fizice (pulverizare, vaporizare și amestecare).

Reducerea  $\Delta\alpha_d$  explică scăderea vitezei medii de creștere a presiunii, deoarece în cilindru se aglomerează o cantitate mai mică de combustibil, iar viteza de degajare a căldurii în faza de ardere rapidă nu avansează. Atingerea unor presiuni maxime superioare trebuie interpretată ca fiind efectul ridicării nivelului general de presiune la începutul injecției. Cele menționate au o deosebită importanță pentru motoarele supraalimentate deoarece prin mărirea presiunii de supraalimentare se va obține o funcționare mai liniștită a motorului, dar se va ajunge în schimb la solicitări mecanice mari, ceea ce este în măsură să limiteze gradul de supraalimentare a motorului. Creșterea randamentului se înțelege dacă se ține seama că doza de combustibil pe ciclu s-a menținut constantă. Astfel, prin mărirea presiunii  $p_a$  a crescut coeficientul de dozaj  $\lambda$  și s-a redus gradul de ardere incompletă a combustibilului. Creșterea presiunii medii  $p_i$  se explică prin variația lui  $\eta_i$ .

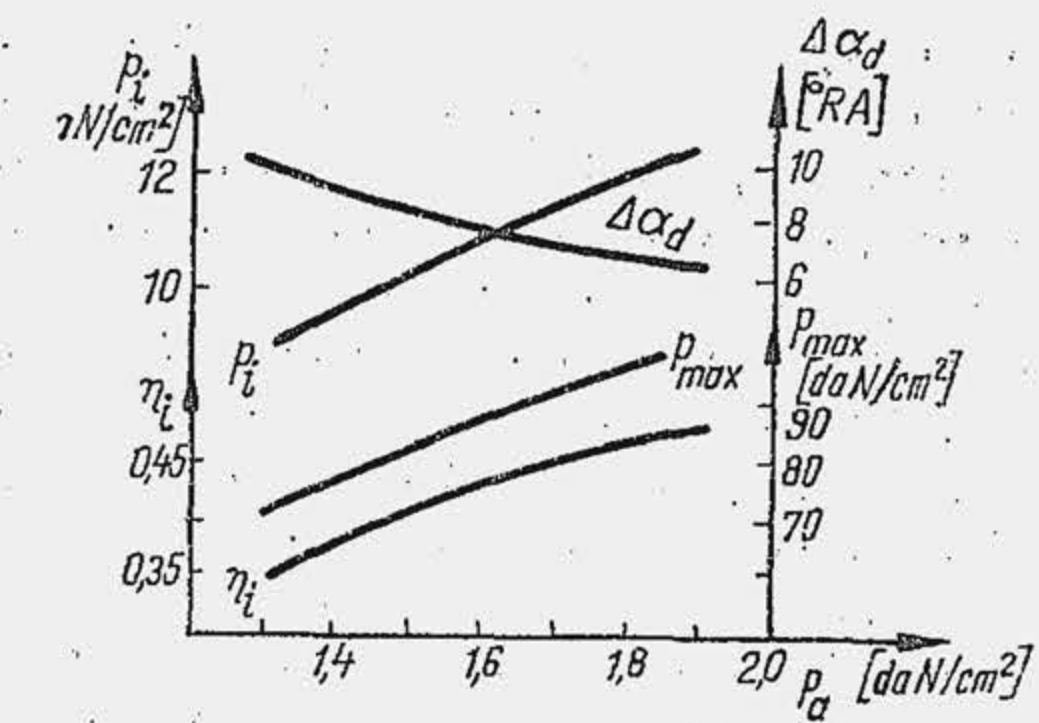


Fig. 6.11. Variația unor parametri ai procesului de ardere pentru un motor supraalimentat.

La pornirea motorului rece, pierderile de căldură sînt atît de mari încît temperatura aerului în cilindru la finele procesului de comprimare este insuficientă pentru a realiza o valoare corespunzătoare a lui  $\tau_a$ , iar motorul nu poate porni. Dificultățile de pornire se combat prin preîncălzirea aerului aspirat, sau a motorului (v. par. 23.3).

**Mișcarea organizată a aerului** are o contribuție însemnată la amestecarea rapidă și eficientă a aerului cu combustibilul, deci pentru controlul fazei de ardere moderată. Ea este promovată prin arhitectura camerei de ardere și se studiază odată cu aceasta (v. par. 6.4.3). La MAC-urile rapide mișcarea organizată a aerului este mult mai intensă decît la MAS și are mai multe implicații. În primul rînd se intensifică transferul de căldură de la fluidul motor la perete ceea ce amplifică dificultățile pornirii la rece a motorului. În al doilea rînd, scade randamentul mecanic pe seama lucrului mecanic cheltuit pentru producerea mișcărilor intense. Apoi, scade pe seama căldurii transferate la perete.

**Calitatea amestecului.** Ca și la MAS (v. par. 5.5.1) curbele  $\eta_i(\lambda)$  și  $p_i(\lambda)$  au variații independente (fig. 6.12), cu maximele (punctele 1\* și 2) plasate întotdeauna în domeniul amestecurilor sărace, deoarece pentru arderea amestecurilor neomogene este necesar mai mult aer. La început  $\eta_e$  crește repede cu  $\lambda$  (curba 1' — 1) apoi, creșterea devine asimptotică (curba 1 — 1\*) valoarea maximă (punctul 1\*) situîndu-se în domeniul amestecurilor foarte

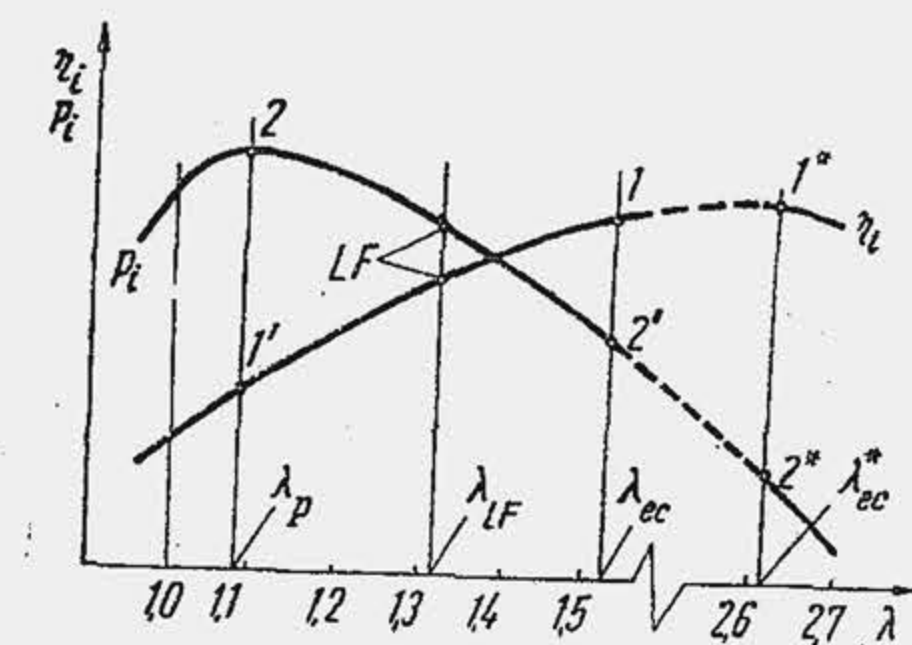


Fig. 6.12. Dependența presiunii medii și randamentului de coeficientul de dozaj al aerului.



sărace ( $\lambda_{ec}^* \approx 2,6 \dots 3,0$ ). La un MAC se distinge: *coeficientul real de dozaj* economic  $\lambda_{ec}^*$  și *coeficientul practic de dozaj* economic  $\lambda_{ec}$ . Pentru  $\lambda = \lambda_{ec}^*$  se obține  $\eta_{i \max}$ . Dacă  $\lambda$  crește în continuare,  $\lambda > \lambda_{ec}^*$ ,  $\eta_i$  scade prin efect de temperatură. Spre deosebire de MAS, la MAC reglajul de dozaj pentru care  $\eta_i$  este maxim nu este accesibil, deoarece coeficientul  $\lambda_{ec}^*$  fiind foarte mare,  $p_i$  scade foarte mult și performanța de putere litrică este compromisă sau, altfel spus, la aceeași putere este necesar un litraj foarte mare. Reglajul practic al dozajului economic  $\lambda_{ec}$  apare ca o soluție de compromis, punctul 7 precizându-se la stand, în raport cu concepția de proiectare, suficient de departe de  $\lambda = 1$  pentru a obține o valoare ridicată a randamentului (la motoarele cu camere unitare  $\lambda_{ec} \approx 1,5$ ), dar nu atât de departe încât creșterile reduse de randament să fie penalizate de creșteri mari ale litrajului, determinate de valorile ridicate ale lui  $\lambda$ . Pentru  $\lambda < \lambda_{ec}$  porțiunea 1 — 1' sau 2' — 2, arderea devine incompletă,  $\eta_i$  scade dar  $p_i$  crește la început, din aceleași motive ca la MAS (pentru dependența  $p_i \approx \eta_i/\lambda$ , numitorul scade mai repede decât numărătorul). Coeficientul  $\lambda_P$  este cu aproximativ 30% mai mare decât la MAS ( $\lambda_P = 1,05 \dots 1,1$ ) și satisface întotdeauna condiția  $\lambda_P > 1$ . Deși  $\lambda_P$  este mai mare decât unitatea, totuși, datorită neomogenității amestecului și caracterului difuziv al arderii, apare o lipsă locală accentuată de oxigen, motorul funcționează cu fum gros în gazele de evacuare, format din carbon liber în suspensie, în camera de ardere se formează depozite de carbon, pistonul se supraîncălzește, se arde sau calează, segmentii coxează. La aceasta, se adaugă solicitări mecanice mai mari, datorită presiunilor maxime ridicate. Aceste anomalii micșorează siguranța în funcționare și durabilitatea motorului, de aceea, în exploatare nu se utilizează niciodată reglajul  $\lambda = \lambda_P$ . Întrucât fumul intens din gazele de evacuare este semnul cel mai caracteristic al arderii indezirabile, de obicei  $\lambda$  se micșorează în raport cu  $\lambda_{ec}$  până la acea valoare la care apare fumul vizibil în gazele de evacuare. Această valoare a lui  $\lambda$  se numește *coeficientul de dozaj al aerului la limita de fum*, se notează cu  $\lambda_{LF}$  și se stabilește experimental. Coeficientul  $\lambda_{LF}$  îndeplinește întotdeauna condiția:  $\lambda_P < \lambda_{LF} < \lambda_{ec}$ .

Aceleași considerente ca și la MAS îl determină pe proiectantul unui MAC să definească cilindrarea totală  $V_t$  pentru reglajul dozajului de putere  $\lambda_P$ , practic pentru reglajul la limita de fum, care asigură, pentru puterea maximă impusă la proiectarea unui motor de autovehicul, un litraj mai redus. Performanța actuală este  $\lambda_P = \lambda_{LF} = 1,24 \dots 1,38$ .

#### 6.4.2. INFLUENȚELE FACTORILOR FUNCȚIONALI

**Avansul la injecție.** Întrucât arderea se desfășoară în timp, ca și în cazul MAS-ului, pentru a preveni deplasarea ei în destindere, injecția trebuie să aibă loc cu avans față de  $p_{mi}$  (fig. 6.13, a). Din aceleași motive ca la MAS și la MAC există un avans optim la injecție (b) pentru care puterea și economicitatea motorului devin maxime. Odată cu creșterea avansului crește  $\Delta\alpha_d$  deoarece injecția se produce la un nivel de presiune și temperatură tot mai redus. Acest motiv ca și faptul că arderea se desfășoară într-o proporție tot mai mare înaintea  $p_{mi}$  conduc la un mers mai brutal ( $\dot{p}$  crește) și la creșterea presiunii maxime din ciclu  $p_{max}$  (c).

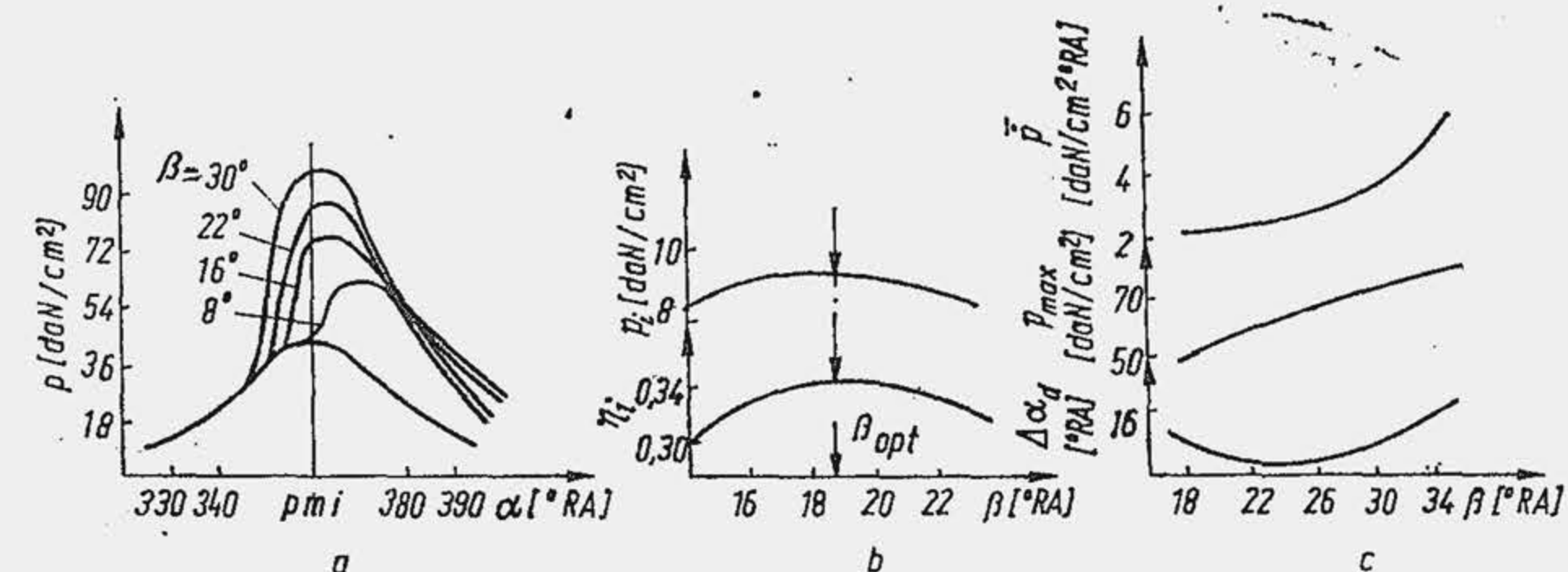


Fig. 6.13. Influența avansului la declanșarea injecției asupra unor parametri caracteristici.

**Regimul termic al motorului.** La modificarea regimului termic al motorului se schimbă gradul de încălzire inițială a aerului și ca urmare întîrzierea  $\Delta\alpha_d$ . Diagrama indicată pentru temperatura în regim nominal  $t_N$  a motorului și pentru temperatura  $0,5 t_N$  arată o creștere a întîrzierii  $\Delta\alpha_d$  (fig. 6.14) a vitezei de creștere a presiunii și a presiunii maxime.

**Sarcina.** Diagramele indicate arată că la reducerea sarcinii, durata întîrzierii la declanșarea arderii rapide crește, iar viteza de creștere a presiunii se mărește. În figura 6.15 se arată variația unor parametri caracteristici ai procesului de ardere cu sarcina. Se observă că temperatura în momentul începerii injecției  $T_i$  scade la reducerea sarcinii, ceea ce este rezultatul reducerii regimului termic al motorului, deoarece se degajă pe ciclu o cantitate mai mică de căldură. Efectul de temperatură explică creșterea lui  $\Delta\alpha_d$  la micșorarea sarcinii. Prin micșorarea dozei de combustibil,  $\lambda$  crește până la 5...7, ceea ce determină o ardere mai completă a combustibilului cu creșterea randamentului indicat real  $\eta_i$ . Sporirea acestuia din urmă are o influență mai redusă asupra presiunii medii indicate decât micșorarea dozei de combustibil, din care cauză  $p_i$  scade. Din același motiv scade și  $p_{max}$ . Întrucât se micșorează doza de combustibil, durata injecției  $\Delta\alpha_j$  scade, ca urmare arderea

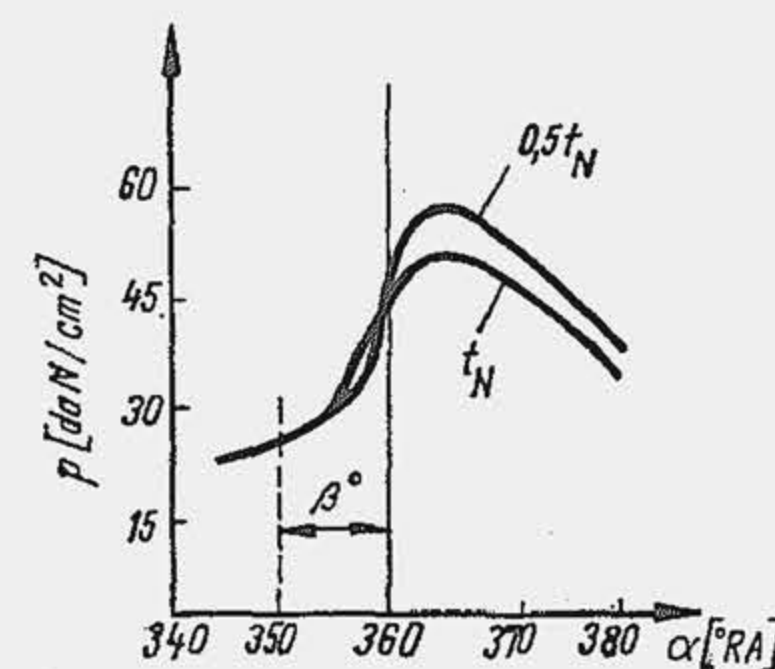


Fig. 6.14. Influența regimului termic al motorului asupra diagramei indicate.

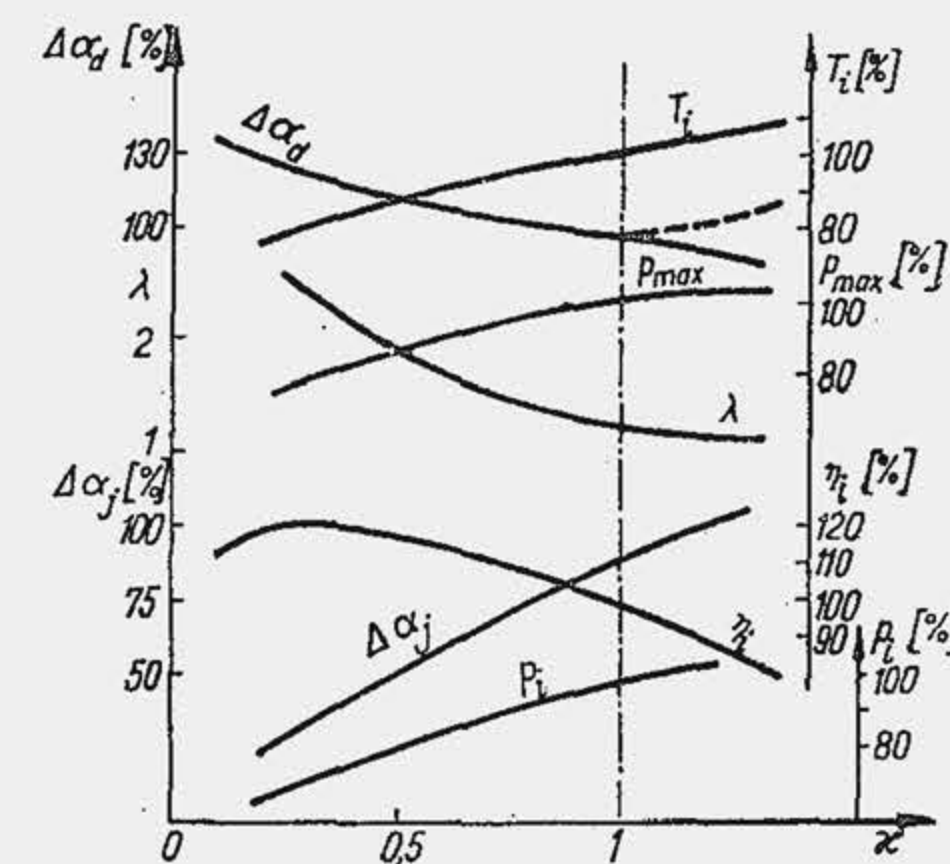


Fig. 6.15. Influența coeficientului de sarcină asupra unor parametri ai ciclului.



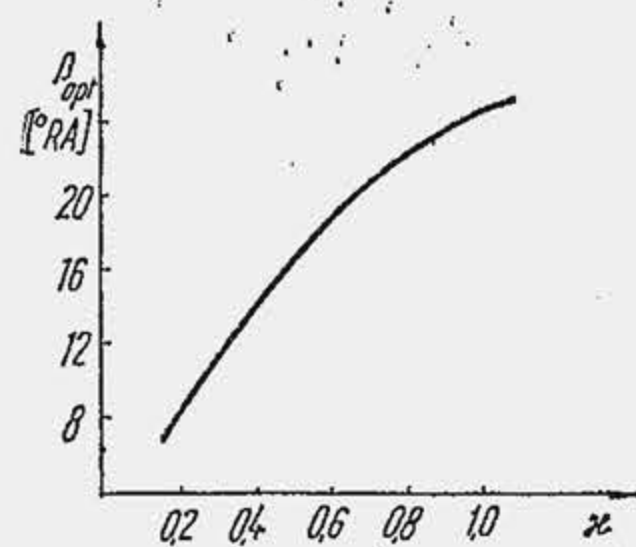


Fig. 6.16. Dependenta avansului optim de sarcina.

se deplasează mult prea devreme față de  $p_{mi}$ , din care cauză, pentru a o dispune simetric față de  $p_{mi}$ , avansul optim la injecție trebuie micșorat fig. (6.16).

**Turația.** Sporirea turației determină o creștere a regimului termic al motorului, o reducere a pierderilor de căldură prin pereți (crește temperatura  $T_i$  din momentul declanșării injecției, punctul  $i$ ) și o ameliorare sensibilă a calității pulverizării. În acest fel se acționează favorabil atât asupra componentei chimice a lui  $\tau_d$  cât și asupra celei fizice. De aceea, întârzierea la autoaprindere  $\tau_d$ , se micșorează (fig. 6.17). Această reducere nu este proporțională cu turația, de aceea întârzierea la declanșarea arderii rapide, în grade RA ( $\Delta\alpha_d = 6n\tau_d$ ) crește rapid. De aici rezultă că sporirea turației antrenează o funcționare mai violentă a motorului cu creșterea sensibilă a lui  $\dot{p}_{max}$  și deplasează arderea în destindere. Cele două neajunsuri se corectează parțial prin mărirea avansului la injecție. Soluția este restrictivă deoarece în acest caz se micșorează regimul de presiuni și temperaturi aplicat aerului în momentul injecției, ceea ce amplifică chiar pe  $\Delta\alpha_d$ . În plus, soluția nici nu este total eficientă, deoarece  $\Delta\alpha_d$  crește foarte repede prin mărirea turației, astfel încât deplasarea arderii în destindere devine inevitabilă. La aceasta se adaugă efectul turației asupra celorlalte faze ale arderii. Astfel, la mărirea turației timpul disponibil pentru formarea amestecului se micșorează într-atât încât și durata arderii difuzive crește substanțial, ceea ce compromite definitiv randamentul indicat real. De aceea, MAC-urile au în general turații maxime limitate la 2 200...2 800 rot/min, iar pentru unele modele de motoare mici pînă la 4 000...5 000 rot/min. Această servitute a MAC-ului — la care se adaugă sporirea considerabilă a forțelor de inerție, din cauza maselor mai mari ale organelor mecanismului motor — limitează creșterea puterii litrice a motorului prin intermediul turației și explică eforturile susținute de cercetare care se face pentru ameliorarea procesului de ardere la turații ridicate (v. par. 25.3).

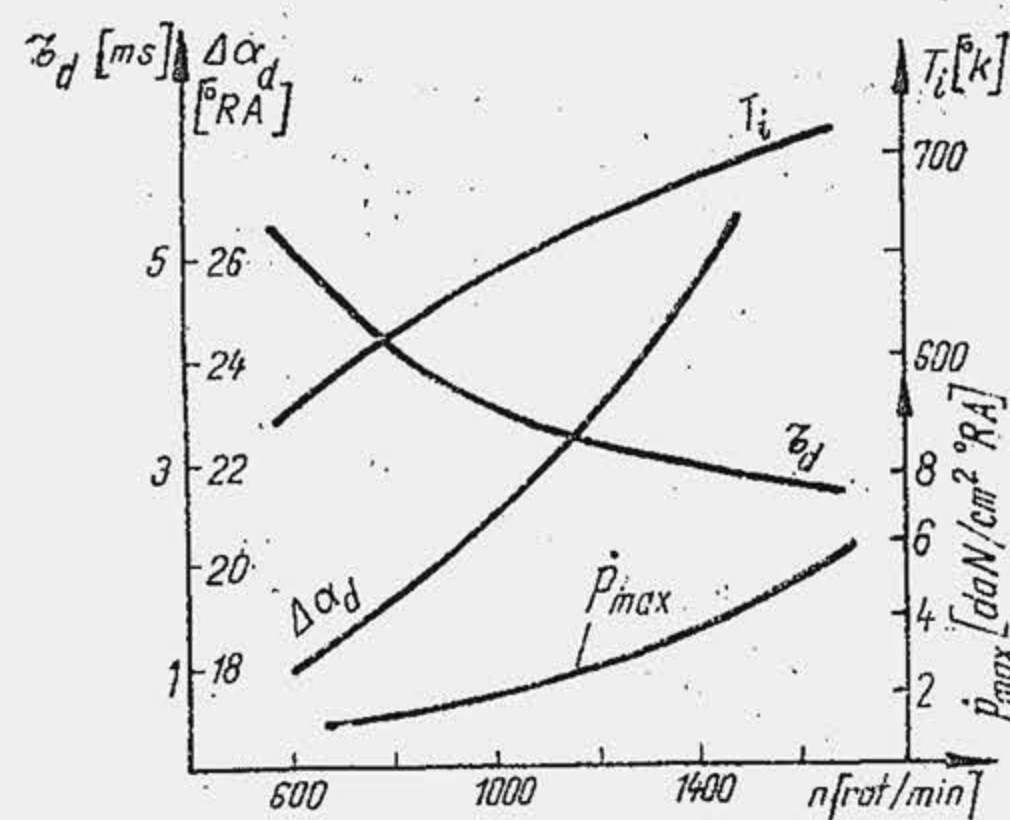


Fig. 6.17. Influența turației asupra întârzierii la declanșarea arderii rapide.

#### 6.4.3. INFLUENȚELE FACTORILOR CONSTRUCTIVI

**Raportul de comprimare.** O cale eficientă de control a duratei întârzierii la declanșarea arderii rapide este raportul de comprimare. Prin mărirea lui  $\epsilon$  se obține o creștere a nivelului presiunii și temperaturii aplicate

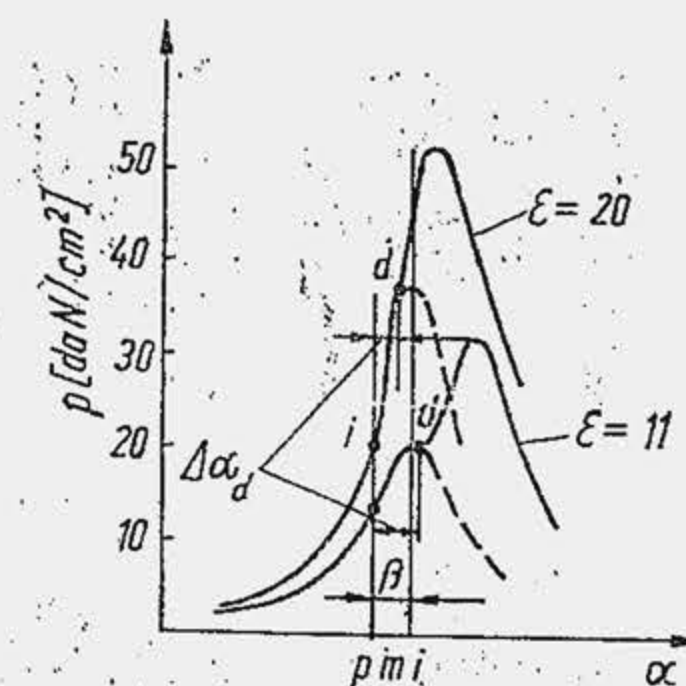


Fig. 6.18. Influența raportului de comprimare asupra unor parametri caracteristici.

aerului în momentul injecției, ceea ce reduce sensibil durata  $\Delta\alpha_d$  (fig. 6.18). La mărirea raportului de comprimare  $\epsilon$  se observă că  $\eta_i$  crește, ceea ce trebuie explicat atât prin efectul de temperatură maximă cât și prin efectul cinetic. Astfel, la MAC, procesul de ardere nu limitează rapoartele de comprimare ridicate, ceea ce explică valorile mari ale lui  $\epsilon$  la aceste motoare ( $\epsilon = 12...23$ ) precum și masa sporită a motorului, din cauza forțelor de presiune mai mari, care impun sporirea grosimii pereților organelor; rezultă totodată o creștere a forțelor de inerție care solicită periculos mai ales lagărele arborelui cotit. În schimb, la  $\epsilon$  mare se obține nu numai o valoare superioară a lui  $\eta_i$ , dar și motorul funcționează mai liniștit ( $\dot{p}_{max}$  scade iar pornirea la rece este ușurată).

**Dimensiunile cilindrului.** La mărirea alezajului, gradul de complexitate a procesului de injecție crește deoarece pentru utilizarea completă a aerului periferic este necesar să crească penetrația jetului, deci presiunea de injecție, iar pentru distribuția rațională a amestecului în camera de ardere se sporește numărul de orificii ale injectorului.

**Caracteristicile injecției.** Unele caracteristici constructive ale sistemului de injecție afectează sensibil procesul de ardere și eficiența economică prin efectele pe care le exercită asupra procesului de pulverizare. Astfel, mărirea diametrului  $d_0$  al orificiului de injecție conduce la o pulverizare grosolană și determină o creștere a duratei  $\tau_d$  (fig. 6.19). De asemenea, se con-

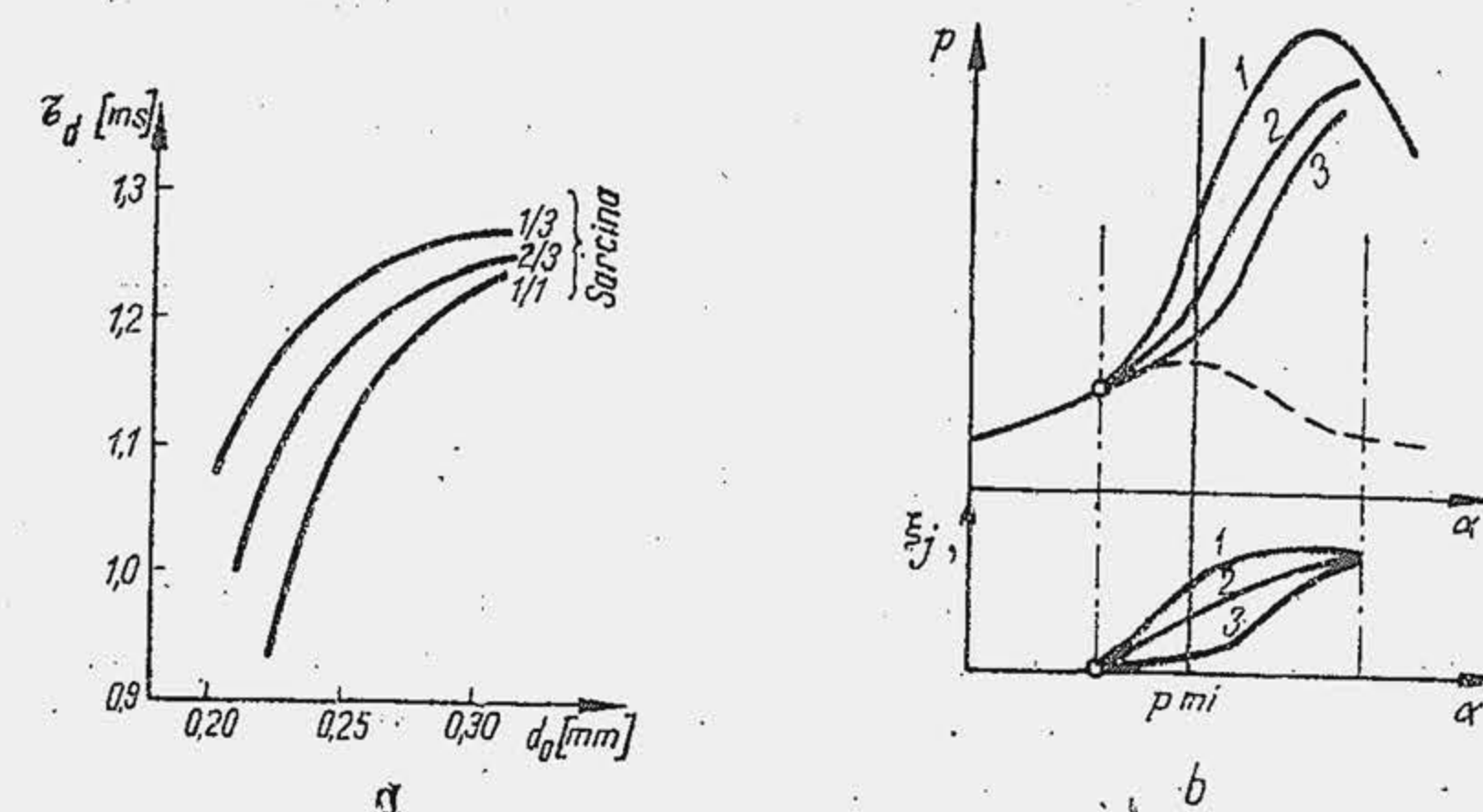


Fig. 6.19. Influența diametrului orificiului pulverizatorului (a) și a caracteristicilor de injecție (b) asupra unor parametri ai arderii.



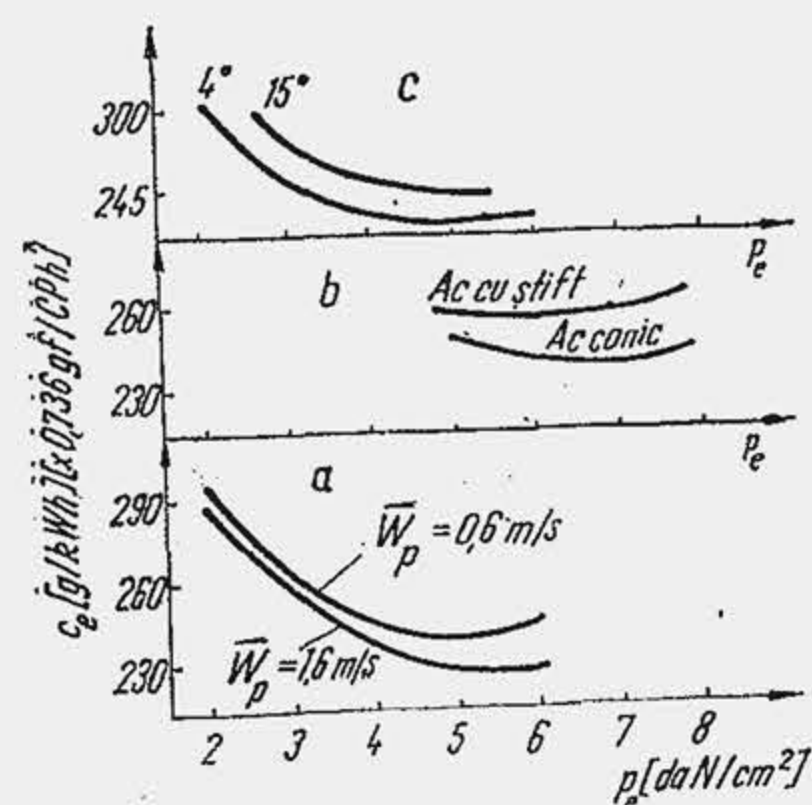


Fig. 6.20. Influența unor parametri ai sistemului de injecție asupra consumului specific de combustibil.

stată că mărirea vitezei medii  $\bar{W}_p$  a pistonului sertar al pompei de injecție (fig. 6.20, a), micșorarea unghiului conului acului cu stift  $\delta_{ac}$  (b) și înlocuirea acului cu stift (v. fig. 18.4) cu un ac cu vîrf conic (c) determină reducerea consumului specific efectiv de combustibil  $c_e$  în toată gama de variație a sarcinii motorului, măsurată prin  $p_e$ .

**Arhitectura camerei de ardere.** Camerele de ardere pentru MAC se grupează în două mari clase: 1) camere de ardere neîmpărțite, unitare sau cu injecție directă; 2) camere de ardere împărțite.

1) *Camerele de ardere unitare* sînt camerele de ardere delimitate de chiulasă, cilindru și capul pistonului (fig. 6.21). Combustibilul se injectează direct în cilindru de unde și denumirea de cameră cu injecție directă.

După modul de distribuție a combustibilului în camera de ardere, de aproape două decenii se poate vorbi de două clase de camere unitare:

- camere de ardere cu distribuția combustibilului în volum;
- camere de ardere cu distribuția combustibilului în peliculă.

În primul caz (soluția tradițională) jetul se injectează în masa de fluid motor; contactul combustibilului cu peretele este interzis principial, deoarece pe suprafața peretelui, relativ rece, au loc transformări chimice lente, necontrolate, cu formare de depozite de carbon. În al doilea caz combustibilul este injectat pe suprafața unui perete cald, evitîndu-se distribuția lui prin injecție în masa fluidului motor.

După forma capului de piston, camerele de ardere se împart de asemenea în două clase:

a) cameră de ardere cu capul pistonului plat (soluție schematizată) sau modelat după forma jetului (fig. 6.21 a, a' și b);

b) cameră de ardere cu compartiment în capul pistonului (fig. 6.21, c, d și e), denumit pentru simplitate compartimentul din piston sau camera cupă (indicele cp), de volum constant  $V_{cp}$ . Volumul compartimentului situat deasupra pistonului (deasupra planului imaginar care se reazemă pe capul pistonului și închide cupa), este variabil.

În cazul a deschiderea părții evazate din capul pistonului (diametrul  $D_c$ ) este mare  $D_c \approx 0,8D$ , (b); în cazul b (c, d, e) deschiderea este  $D_c =$

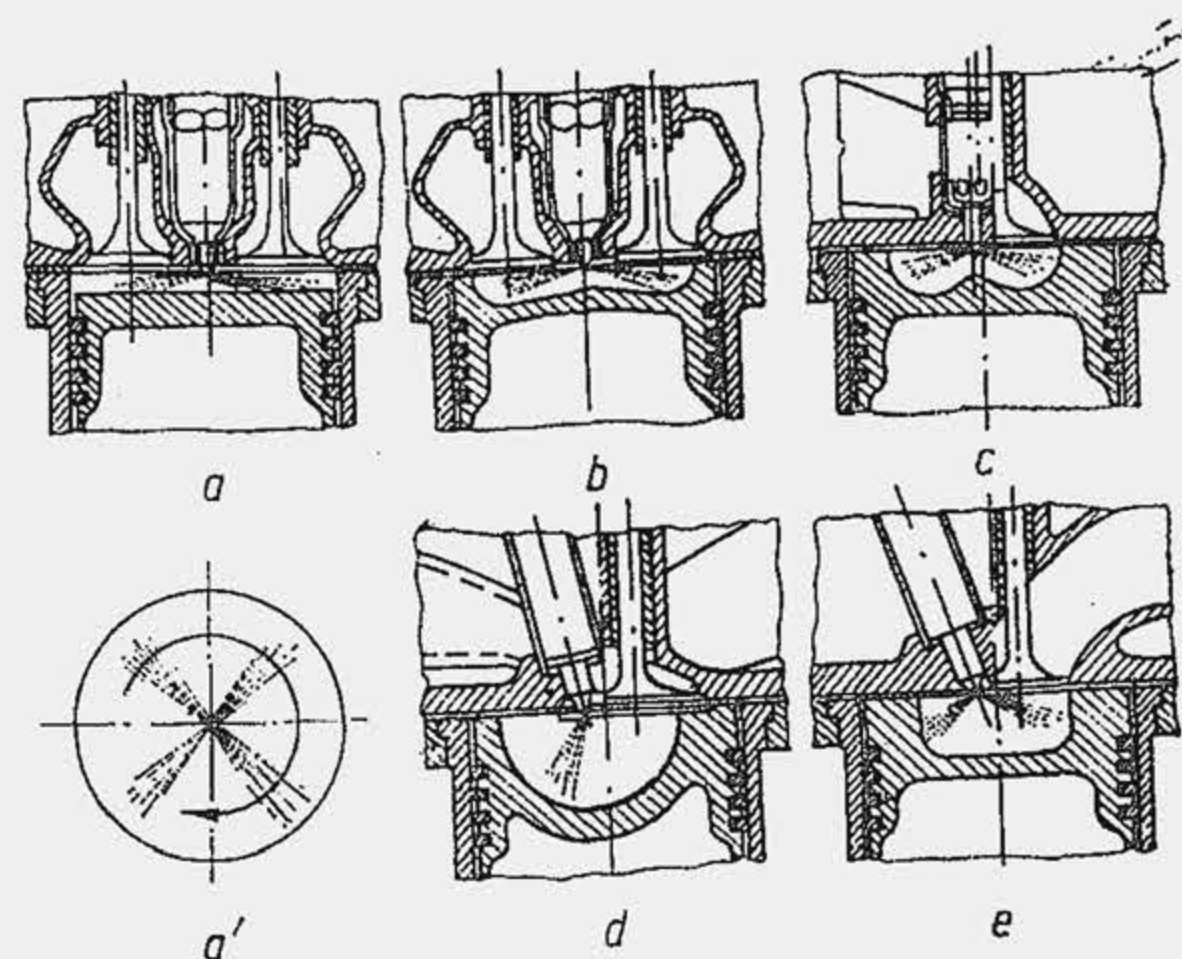


Fig. 6.21. Camere de ardere unitare.

$= (0,28 \dots 0,7) D$ . După deschiderea relativă  $\delta = D_c/D$ , camerele cupă se împart în trei grupe:

- camere cupă cu deschidere mare,  $\delta = 0,5 \dots 0,7$ ;
- camere cupă cu deschidere medie,  $\delta = 0,35 \dots 0,45$ ;
- camere cupă cu deschidere mică,  $\delta = 0,28 \dots 0,35$ .

Prima grupă reprezintă soluția tradițională și se utilizează în cazul camerelor cu distribuția combustibilului în volum; a doua grupă, reprezintă soluția pentru camerele de ardere cu distribuția combustibilului în peliculă; ultima grupă, utilizată la unele motoare de alezaj mediu ( $D = 120 \dots 125$  mm) este puțin răspîdită și insuficient studiată.

**Camere de ardere unitare cu distribuția combustibilului în volum.** Camera de ardere cu capul pistonului plat reprezintă o soluție simplă dar inadecvată, dacă se ține seama că jetul are o formă conică atât în planul normal pe axa cilindrului cît și în planul longitudinal. De aceea, capul pistonului se modelează după forma jetului în planul longitudinal, pentru a preveni contactul cu peretii (camera de ardere Hesselman, fig. 6.21, b). Injectorul se montează central și are mai multe orificii, jetul trebuie să aibă o penetrație mare, ceea ce constituie o servitute. În plus, sînt necesare un unghi mare de dispersie și o pulverizare fină pentru a asigura micro și macromixtura. Sistemul de injecție devine complicat, fiind necesară o presiune mare de injecție ( $p_{i0} \approx 500$  daN/cm²) și un pulverizator cu multe orificii. Din cauza deschiderii mari, mișcarea radială practic lipsește, amestecarea decurge lent. Camera se folosește pentru motoarele de turație redusă ( $n \approx 1000 \dots 1200$  rot/min). La motoarele rapide de autovehicule dezideratele pentru formarea amestecului fiind mult mai severe s-a găsit că o soluție satisfăcătoare este camera cupă, deoarece concentrează fluidul motor în jurul injectorului. La  $p_{mi}$ , pistonul se apropie de chiulasă pînă la o distanță de  $0,6 \dots 1$  mm; volumul compartimentului din piston ajunge pînă la  $V_{cp} = (0,8 \dots 0,85) V_c$  și asigură o mare apropiere a fluidului motor de orificiile pulverizatorului, ceea ce face posibilă reducerea penetrației jetului și, ca urmare, a presiunii de injecție ( $p_{i0} = 180 \dots 250$  daN/cm²).

Camera cupă generează mișcarea radială a fluidului motor (v. par. 4.3.5) care se intensifică pe măsura ce  $\delta$  scade. Viteza radială maximă se obține din relația (4.45) cînd  $dW_r/d\delta = 0$ , condiție care se asigură cu aproximație cînd se anulează derivata funcției  $Y = (1 - \delta)^2 \delta$  (în rel. 4.45, termenul din paranteză depinde și el de  $\delta$ , prin  $l_{pmi}$  sau  $h_c$ ). Condiția  $\dot{Y} = 0$  dă  $\delta \approx 0,33$  prin urmare, reducerea lui  $\delta$  pînă la această valoare intensifică mișcarea radială. După unii autori (H. Ricardo, J. Hemps on) această mișcare nu este esențială; ei consideră că efectul major care rezultă prin reducerea lui  $\delta$  este concentrarea fluidului motor în jurul injectorului, ceea ce ușurează formarea amestecului la motoarele rapide și permite simplificarea sistemului de injecție; nu mai este necesară o penetrație mai mare a jetului și se reduce presiunea de injecție ( $p_{i0} = 180 \dots 250$  daN/cm²). Chiar dacă mișcarea radială nu este hotărîtoare pentru organizarea macromixturii, ea este generatoare de turbulență, ceea ce poate fi important pentru difuzia oxigenului la nivelul picăturii de combustibil. Înregistrarea flăcărilor vizibile pe pelicula fotografică și determinarea vitezei de propagare a frontului flăcării pe direcția radială, la deplasarea pistonului după  $p_{mi}$  (în absența mișcării de rotație) arată că (fig. 6.22) viteza se amplifică, în cazul camerei cupă, cu circa 15...40%, ceea ce se datorește probabil atât mișcării centrifuge cît și turbulenței.



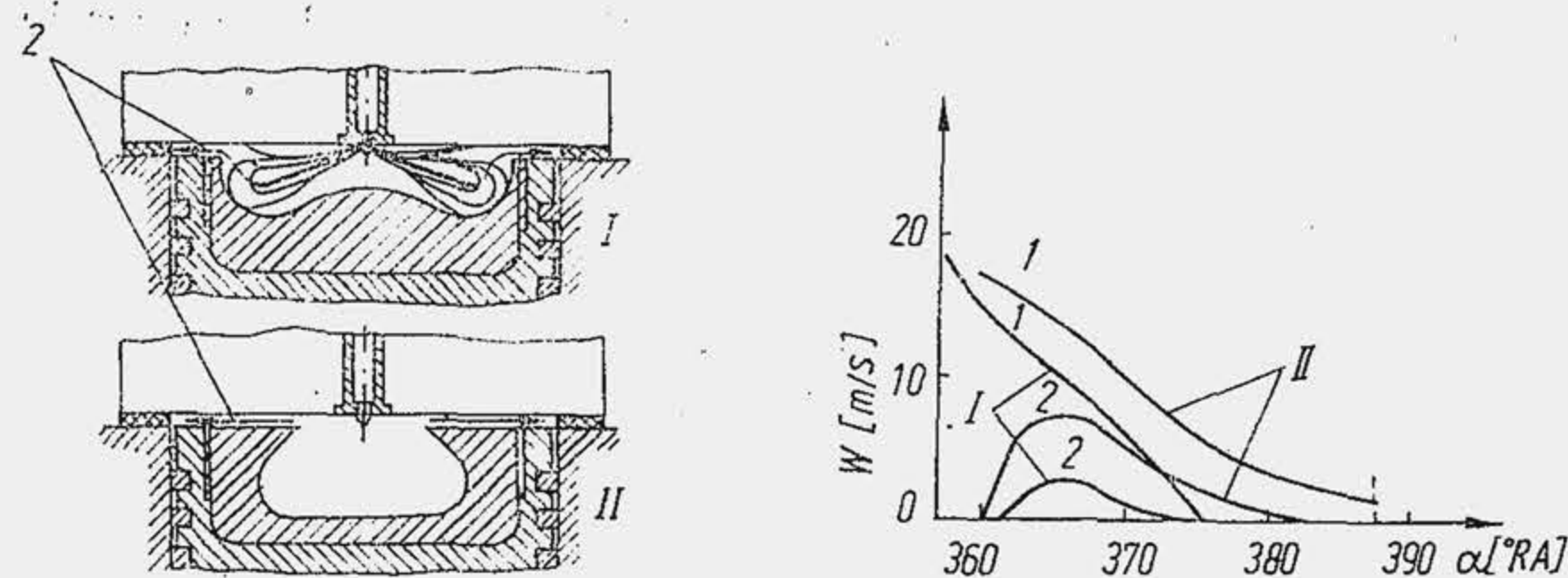


Fig. 6.22. Viteza de propagare a flăcării pe direcția radială în camera Hesselman (I) și în camera TNIDI (II):  
1 — în cupă; 2 — deasupra cupei.

La camerele unitare, amestecarea aerului cu combustibilul în planul normal pe axa cilindrului se intensifică prin intermediul mișcării de rotație a fluidului motor (v. par. 4.3.4). Se observă că performanțele de economie ( $c_e$ ) și lucrul mecanic specific ( $p_e$ ) precum și parametrii procesului de ardere ( $p_{max}$ ,  $\bar{p}$  și  $T_{ev}$ ) depind de raportul de vîrtej  $\Omega$  (fig. 6.23). Se observă că există o valoare optimă a raportului de vîrtej  $\Omega_{opt}$  pentru care  $c_e$  este minim și  $p_e$  este maximă; reducerea lui  $\Omega$  de la 10 la 5 amplifică pe  $c_e$  cu circa 45% și reduce pe  $p_e$  cu circa 35%, ceea ce atrage atenția cît este de important să se precizeze corect  $\Omega_{opt}$ . Diagramele de presiune ca și variația mărimilor  $p_{max}$  și  $\bar{p}$  arată că la mărirea lui  $\Omega$  se intensifică arderea rapidă. Această realitate se înțelege dacă se ține seama că odată cu creșterea lui  $\Omega$  se intensifică deplasarea aerului peste jetul de combustibil, ceea ce dezvoltă anvelopa de amestec preformat și masa de amestec preformat  $m_{ap}$  cuprinsă de flacăra turbulentă. Valoarea optimă a raportului de vîrtej a fost prezisă de raționamentul care a condus la relația (4.43). Dacă în (4.43) se substituie  $n$  din relația (10.1) ( $n = 30\omega/\pi$ ) se obține  $\omega_{opt}/\omega = \Omega_{opt} = 360/\Delta\alpha_j z_j$  și se observă că  $\Omega_{opt}$  este invers proporțional cu  $z_j$ . Această dependență a fost determinată experimental (fig. 6.24) sub forma

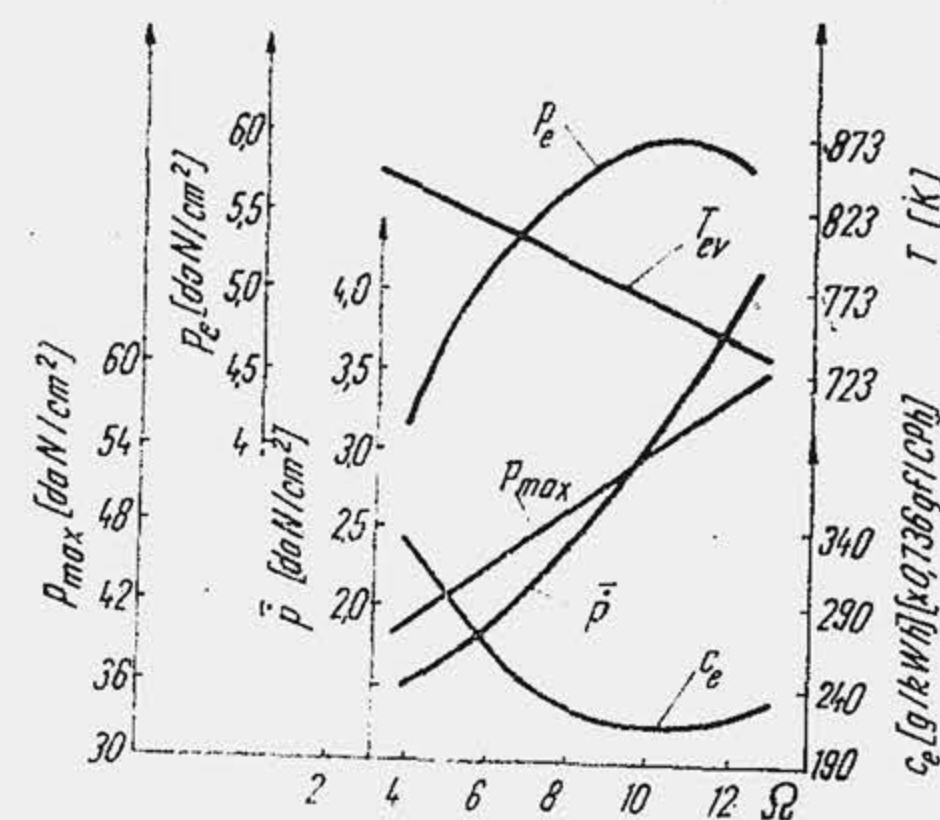


Fig. 6.23. Influența raportului de vîrtej asupra unor parametri caracteristici.

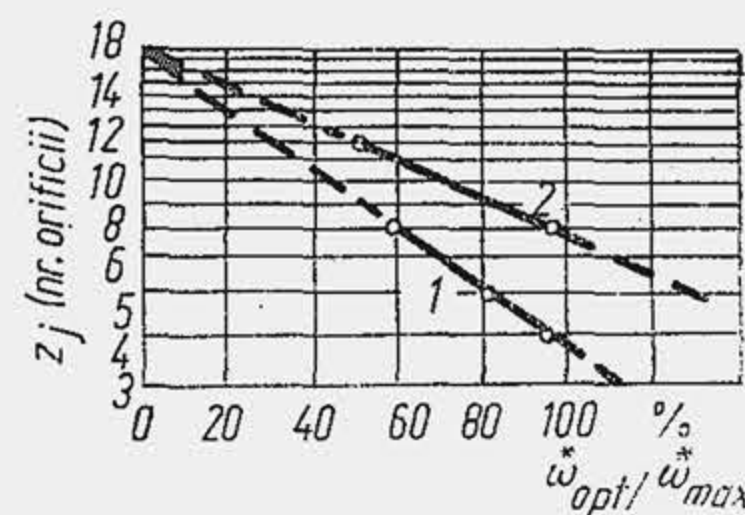


Fig. 6.24. Corelația dintre numărul de orificii ale pulverizatorului și viteza de rotație a fluidului motor pentru două chiulase (1 și 2).

$\lg z_j = f(\omega_{opt}^*)$  pentru două camere de ardere. În abscisă s-a reprezentat  $\omega_{opt}^*$  în procente din  $\omega_{max}^*$  produs de o supapă ecranată, în poziția corespunzătoare (v. fig. 4.24). Dacă se extrapolează rezultatele pentru cazul limită  $\omega_{opt}^* = 0$  (eliminarea mișcării de rotație) se obține  $z_j = 18$ . Ținînd seama că unghiul de dispersie al jetului este de aproximativ  $20^\circ$ , rezultă că performanțele optime ale motorului se obțin cînd combustibilul este distribuit pe toată suprafața normală a cilindrului ( $18 \cdot 20^\circ = 360^\circ$ ). Evident, soluția nu este practic accesibilă, dar experimentul arată corelația strînsă dintre  $\Omega_{opt}$  și  $z_j$ . O corelație între mișcarea de rotație și caracteristicile injectiei, ilustrate de diametrul orificiului pulverizatorului  $d_0$  și viteza prin orificiul  $W_0$ , a fost exprimată sub forma unui criteriu adimensional  $\omega_{opt}^* d_0 / W_0$ . S-a găsit dependența  $\omega_{opt}^* d_0 / W_0 \sim n^{2.5}$ ,  $n$  fiind turația.

Relația  $\Omega_{opt} = 360/\Delta\alpha_j z_j$  arată cerințele procesului de injectie. Proiectantul trebuie să aibă în vedere căile care-i permit să atingă un raport optim de vîrtej. Dacă nu există o cameră cupă, din relația (4.42) rezultă că  $\omega = \omega_{pme}$ . Se substituie  $n$  cu  $30\omega/\pi$  în (2.55) și apoi se introduce  $\bar{W}_{sa}$  în (4.40). Se obține

$$\Omega = \frac{\omega^*}{\omega} = \frac{360}{10^3 \pi} \cdot \frac{\eta_v}{\mu_{sa}} \cdot \frac{\gamma_{sa} \cos \gamma \cos \beta}{(D/2)^2 USL_{sa}} \quad (6.4)$$

Din exemplul numeric 4.7 rezultă că  $\Omega = 5,76$ , ceea ce reprezintă o valoare insuficientă, dacă se compară cu valoarea anterioară (fig. 6.23)  $\Omega_{opt} = 10$ . Camera cupă permite mărirea substanțială a raportului de vîrtej. Presupunînd că fluidul motor este concentrat integral în camera cupă, momentul de inerție mecanic, la  $p_{mi}$  este  $J_{p_{mi}}^* = m_{fp} \cdot D_c^2/8 = m_{fp} D^2 \delta^2/8$ . Din ecuația conservării momentului cinetic  $J_{p_{mi}}^* \omega_{p_{mi}}^* = J_{p_{me}}^* \omega_{p_{me}}^*$  rezultă  $\omega_{p_{mi}}^* = J_{p_{me}}^* \omega_{p_{me}}^* \cdot 8/m_{fp} D^2 \delta^2$ . Menținînd neschimbați toți factorii cu excepția lui  $\delta$ , rezultă că  $\omega_{p_{mi}}^*$  sau  $\Omega_{p_{mi}}$  este invers proporțional cu pătratul lui  $\delta$ , adică, în cupă, mișcarea de rotație este mult mai intensă. Dealtfel, în exemplul numeric 4.7 s-a găsit că pentru  $\delta = 0,45$ ,  $\Omega_{p_{mi}}$  crește de la 5,76 la 17, valoare care se apropie de  $\Omega_{opt} = 10$  (a se avea în vedere că  $\Omega_{opt} = 10$  s-a determinat experimental cu anemometrul cu fir cald așezat într-o cupă prevăzută în chiu-lasă, pentru ca măsurarea să devină posibilă, capul pistonului fiind plan). Se ajunge astfel la concluzia că la avantajele camerei cupă menționată anterior — concentrarea fluidului motor în jurul injectorului și organizarea mișcării radiale — se adaugă un al treilea avantaj, la fel de important sau poate mai important ca primele două: intensificarea mișcării de rotație a fluidului motor, confirmată (fig. 6.25) de măsurarea directă a vitezelor tangențiale de rotație în compartimentul din piston ( $W_{tcp}$ ) și în compartimentul din cilindru ( $W_{tcl}$ ). Adăugînd la relația (6.4) termenul din (4.42) care ținea seama de camera cupă și impunînd condiția ca  $\Omega = \Omega_{opt} = 360/\Delta\alpha_j z_j$  se obține condiția care definește performanțele optime ale motorului

$$\frac{1}{\Delta\alpha_j z_j} = \frac{1}{10^3 \pi} \cdot \frac{\eta_v}{\mu_{sa}} \cdot \frac{\gamma_{sa} \cos \gamma \cos \beta}{USL_{sa}} \left/ \left[ \frac{\pi(D/2)^4 l + V_{cp}(D_c/2)^2}{\pi(D/2)^2 l + V_{cp}} \right] \right. \quad (6.5)$$

Relația (6.5) arată că există o interdependență complexă între sistemul de injectie, sistemul de admisiune și camera de ardere. Proiectantul poate să acționeze asupra numărului de ori-



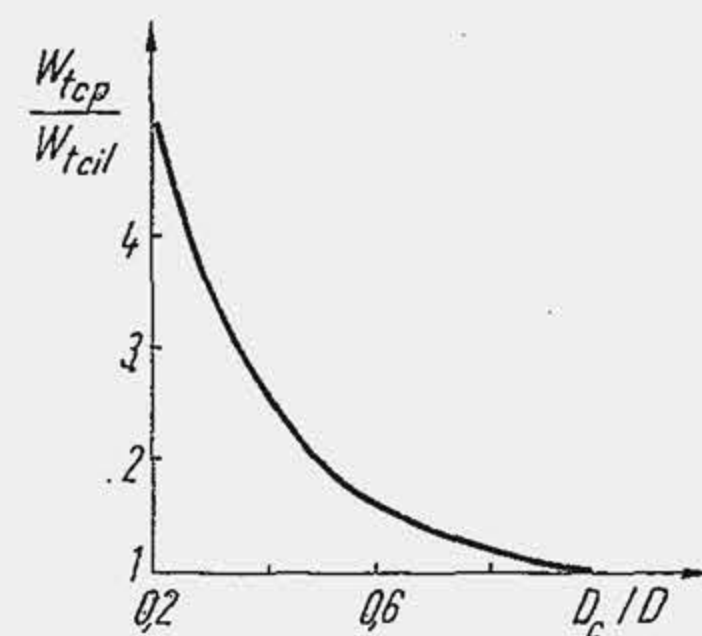


Fig. 6.25. Dependenta vitezei tangențiale de mărimea deschiderii cupei din piston ( $W_{tcp}$  — viteza tangențială în cupa pistonului;  $W_{tcil}$  — viteza tangențială în cilindru).

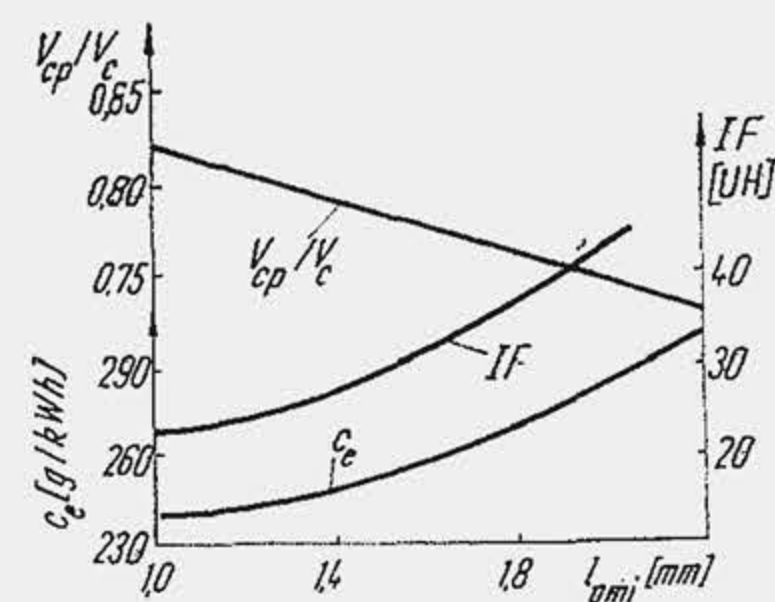


Fig. 6.26. Influența distanței minime dintre piston și chiulasă asupra unor parametri caracteristici.

ficii  $z_j$  și duratei de injecție  $\Delta\alpha_j$ , asupra formei și dimensiunilor traseului de admisiune, care decid pe  $\eta_v$  și  $\bar{\mu}_{sa}$ , asupra unghiului secțiune litrică  $USL_{sa}$  (de reținut influența contradictorie: reducerea lui  $USL_{sa}$  amplifică direct pe  $\Omega$  dar tinde totodată să-l și micșoreze deoarece îl reduce pe  $\eta_v$ ), asupra razei  $r_{sa}$ , a unghiurilor  $\gamma$  și  $\beta$ , asupra mărimilor  $V_{cp}$  și  $D_c$ . La același  $D_c$ , volumul  $V_{cp}$ , se modifică dacă pistonul se apropie mai mult de chiulasă (rel. 10.18). Dacă  $l_{pmi}$  scade, se reduce consumul specific de combustibil (fig. 6.26) și gradul de fum prin concentrarea unei mase mai mari de fluid motor în jurul injectorului și intensificarea mișcării de rotație. În cele mai multe cazuri  $l_{pmi}$  nu depășește 1,1 mm, iar la motorul MAN D2658 M nu depășește 0,95 mm. Experiența arată că reducerea diametrului cupei impune și reducerea unghiului  $\theta$  dintre jeturi (fig. 6.27) pentru a orienta jetul în adâncimea cupei. Simetria jeturilor și mișcării în camera cupă are importanță pentru desfășurarea organizată a procesului de amestecare. De aceea, camera cupă trebuie să fie centrată după axa cilindrului, iar injectorul să fie central, orientat după aceeași axă. La motoarele cu diametru redus, această condiție nu poate fi îndeplinită adeseori din cauza supapelor, a galeriilor din chiulasă etc. În acest caz, injectorul se înclină cu  $12...20^\circ$  în raport cu axa cilindrului, se deplasează față de poziția centrală, iar camera cupă se dezaxează (fig. 6.28). Ca urmare, mișcarea radială devine asimetrică, iar orificiile injectorului trebuie să fie plasate în plane diferite pentru utilizarea completă a aerului.

Se observă că relația de optimizare (6.5) nu ia în considerare înclinarea jeturilor și dezaxarea cupei. Ea nu include și alți factori importanți ca frecarea dintre fluidul motor și perete, caracteristicile pulverizării,

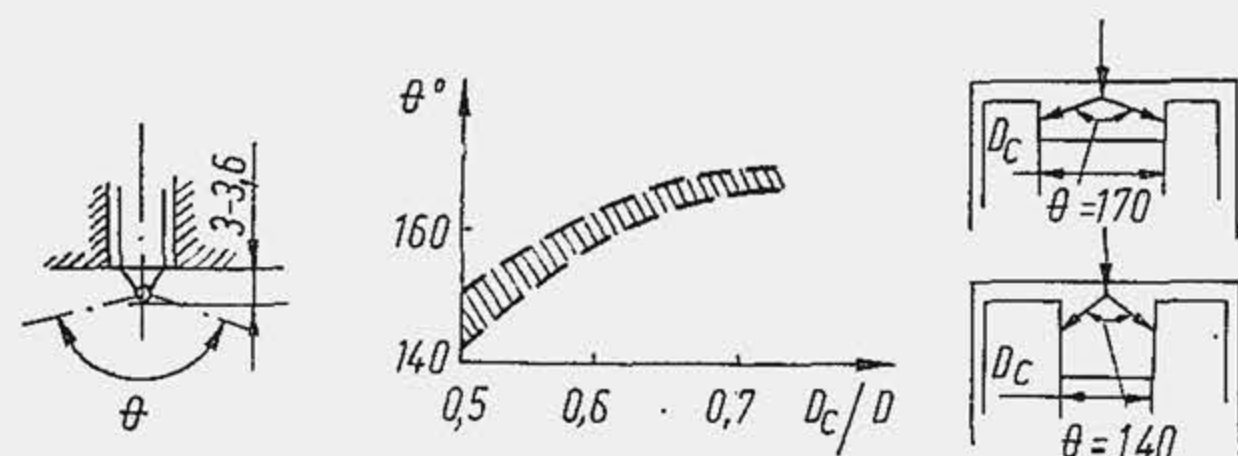


Fig. 6.27. Corelarea unghiului dintre jeturile de combustibil și deschiderea cupei din piston.

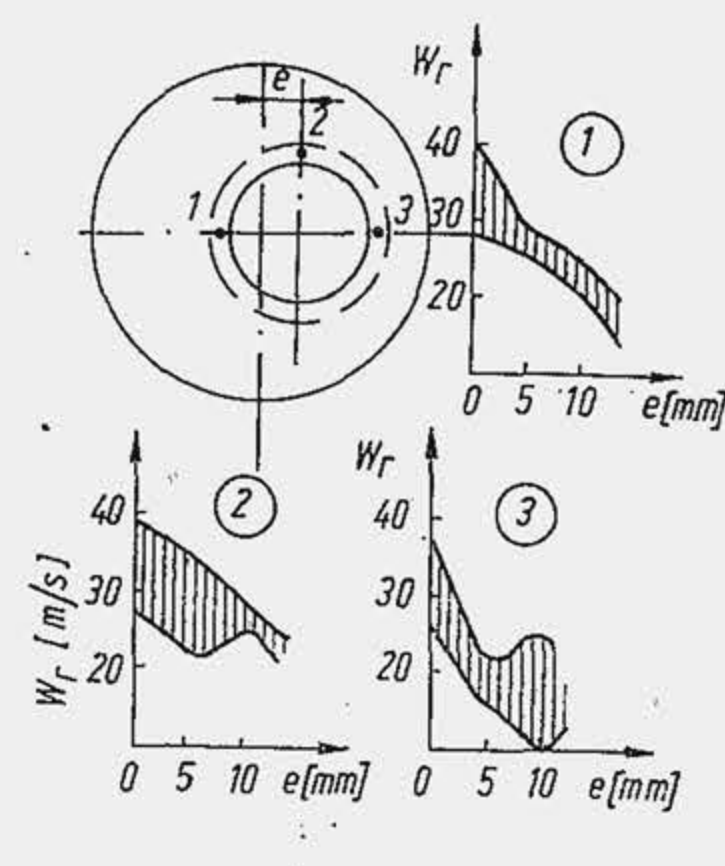


Fig. 6.28. Influența excentricității cupei din piston asupra vitezei radiale, măsurată în trei puncte distincte.

determinate în bună parte de presiunea de injecție. Relația (6.5) reprezintă o interdependență simplificată, din cauza ipotezelor admise. De aceea, corelația optimă între sistemul de injecție, sistemul de admisiune și camera de ardere se definește numai pe cale experimentală, printr-o activitate laborioasă de lungă durată (uneori 2...3 ani) pe care o denumim *punerea la punct* a procedurii de ardere. Se pretinde inginerului proiectant și inginerului cercetător o mare iscusință pentru a găsi soluția optimă cu un volum minim de activitate experimentală, care se desfășoară după principiul *încearcă și corectează*. Este de preferat ca lucrările să se desfășoare pe direcții independente: 1) se aleg inițial dimensiunile unei camere cupă și se modifică parametrii injecției — număr de orificii, direcția jetului, durata injecției, presiunea de injecție etc. și parametrii sistemului de admisiune, pînă la realizarea unor performanțe optime; 2) se definesc inițial parametrii sistemului de injecție și se modifică parametrii constructivi ai camerei de ardere — dimensiunile și forma camerei cupă, raportul de comprimare etc; 3) se corelează soluțiile optime, găsite independent.

La camerele unitare cu distribuția combustibilului în volum, procesul de ardere prezintă o dependență puternică de turație. Creșterea întârzierii la declanșarea arderii rapide pînă la valori comparabile cu durata injecției promovează arderea rapidă, cu creșterea lui  $p_{max}$  și  $\bar{p}$  (fig. 6.29), cu sporirea solicitărilor de șoc în mecanismul motor, cu funcționarea violentă a motorului. Se observă că mișcarea de rotație a fluidului motor micșorează nivelul general al lui  $p_{max}$  și  $\bar{p}$ , dar nu reduce dependența procesului de ardere de turație. Dealtfel, relația (6.5) nu include turația, ceea ce înseamnă că prin mărirea acesteia,  $\Omega$  rămîne invariabil și nu se poate ameliora procesul de formare a amestecului. Mult mai important rămîne însă faptul că  $\Delta\alpha_a$  crește repede cu turația. Cu aceste camere, motoarele de autovehicule nu pot depăși 2 500...2 800 rot/min. Motoarele mici, industriale, cu alezaje în jurul a 90 mm au atins turații de 3 000...3 500 rot/min, prin mărirea volumului camerei cupă.

Un experiment deosebit [8] a reușit să aducă la turația de 5 500 rot/min un motor experimental de cilindree mică ( $V_s = 150 \text{ cm}^3$ ,  $D = 63,5 \text{ mm}$ ;  $S = 47,6 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon = 16,5$ , cu 4 supape — două de admisiune, două de evacuare). Camera unitară (fig. 6.30, a) cu un compartiment în piston ( $\delta = 0,63$ ) era echipată cu un injector central cu opt orificii ( $d_0 = 0,12 \text{ mm}$ ), care funcționa cu  $p_i = 175 \text{ daN/cm}^2$ . La stand s-a atins pentru prima dată:  $n = 5 500 \text{ rot/min}$ ,  $\lambda_{LF} = 1,26$ ,  $p_i = 11 \text{ daN/cm}^2$ ,  $c_i = 224 \text{ g/kWh} = 165 \text{ gf/CPh}$ . Elementele distinctive față de motoarele de serie —  $D$  mic și  $z_j$  mare — fiind insuficiente pentru a justifica performanțele atinse, s-a presupus că procedeul de ardere se caracterizează prin clemente noi. Astfel, s-a considerat ca particularitate a procedurii de ardere, impactul jetului de combustibil cu peretele cupei în urma căruia, picăturile se redistribuie la periferia cupei în sens tangențial ( $L_t$ ) și radial ( $L_r$ ), în absența mișcării de rotație (fig. 6.30, b).

Pe baza modelului de ardere s-a stabilit că la 5 500 rot/min, impactul s-a produs cu o viteză de 15 m/s, că 70% din doza de combustibil a participat la impact și că distanța radială  $L_r$  pe care s-a redistribuit combustibilul ricoșat este de 10 mm. Motorul a funcționat cu un  $\lambda_{LF}$  foarte mic. Arderea se declanșează practic în  $p_{mi}$  la un  $\beta = 40^\circ \text{RA}$  și o durată a injecției  $\Delta\alpha_j = 30^\circ \text{RA}$ . Întrucît  $\Delta\alpha_j < \Delta\alpha_a$ , motorul funcționează brutal ( $\bar{p} = 22...25 \text{ daN/cm}^2$

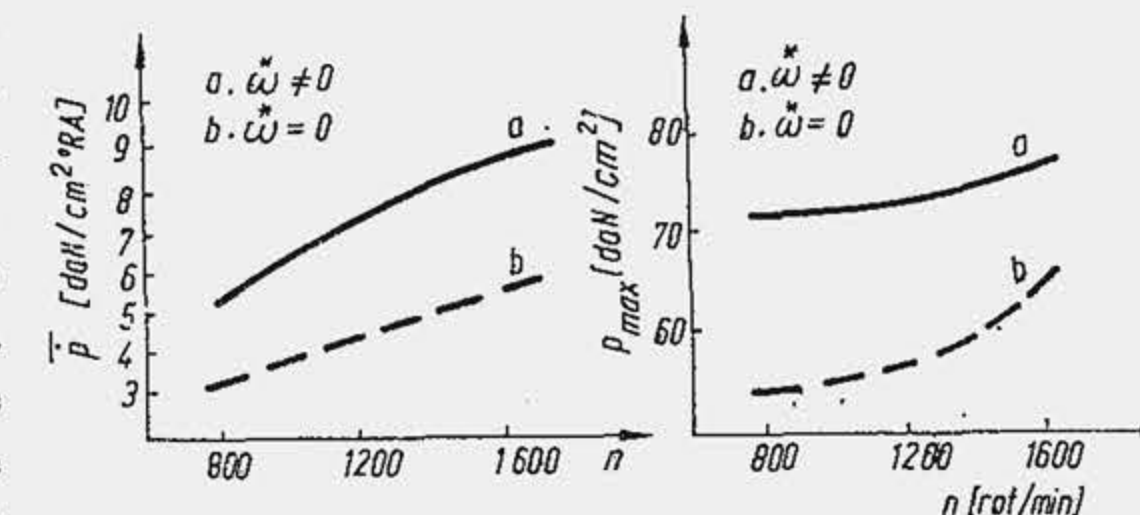


Fig. 6.29. Influența turației asupra unor parametri caracteristici.



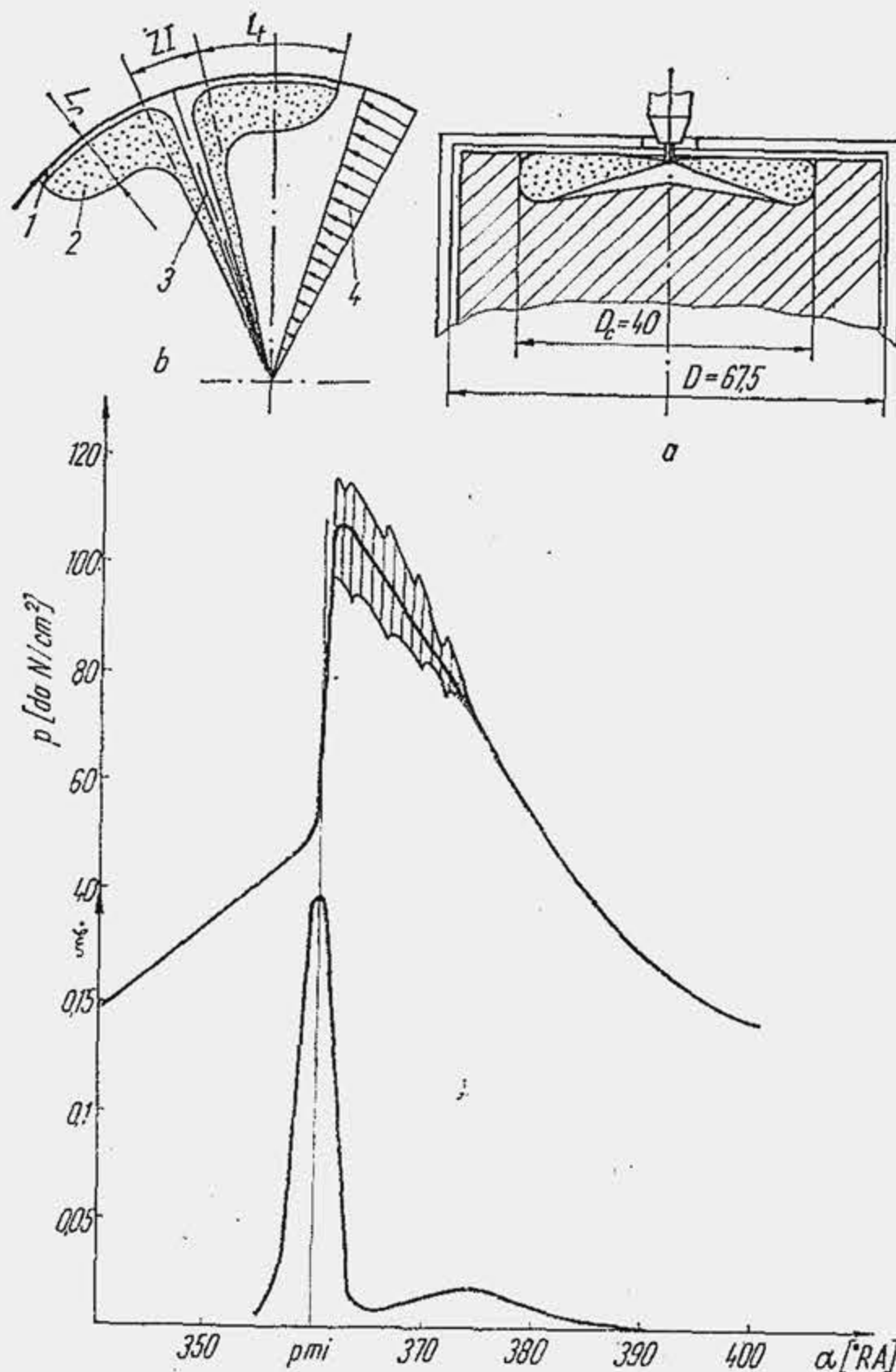


Fig. 6.30. Modelul redistribuirii combustibilului prin impact (a și b) și variația presiunii și vitezei de ardere (c) la un motor cu cameră unitară de turație înaltă.

de carbon. Distribuția combustibilului în peliculă reprezintă o soluție opusă soluției tradiționale. Ea s-a aplicat la camerele unitare cu un compartiment în capul pistonului, combustibilul fiind injectat pe peretele lateral al camerei cupă. Procedul de ardere *M* folosește o cameră sferică în piston (fig. 6.31, a) cu o deschidere medie  $\delta = 0,383$  cu  $\varepsilon = 16$ , cu un injector cu un singur orificiu (deosebite fundamentală față de camera tradițională echipată cu un injector cu mai multe orificii), care injectează 95% din doza de combustibil pe peretele camerei cupă; 5% din doză se injec-

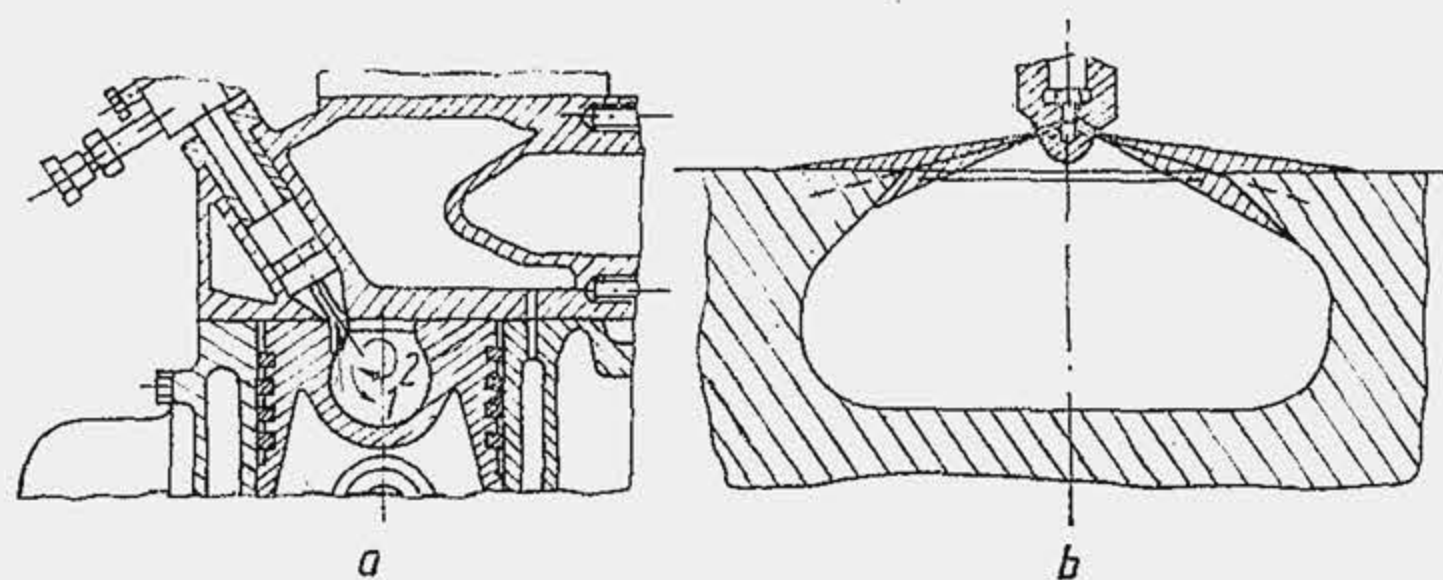


Fig. 6.31. Camere de ardere cu distribuția combustibilului în peliculă: a — camera Meurer; b — camera TNIDI.

°RA), iar  $p_{max} = 100 \dots 115$  daN/cm<sup>2</sup> (fig. 6.30, c) cu o viteză maximă de degajare a căldurii foarte mare,  $\dot{q}_{max} = 0,2$  față de  $0,05 \dots 0,09$  la motoarele de serie. Controlul arderii prin procedeul bazat pe impactul jet-perete rămâne o problemă fundamentală de cercetare.

*Camere de ardere unitare cu distribuția combustibilului în peliculă.* Procedul de ardere cu distribuția combustibilului în peliculă, cunoscut în literatură sub numele de procedeul *M* (J. S. Meurer) a fost propus în jurul anilor '50. Dezvoltat ulterior, independent de MAN și TNIDI el este de mai mulți ani în fabricația de serie. În România, motorul care echipază autocamioanele DAC și ROMAN încorporează procedeul de ardere *M*.

S-a arătat că de-a lungul anilor s-a aplicat regula de a preveni impactul dintre combustibil și perete (se are în vedere peretele rece al cilindrului) din cauza oxidării lente, necontrolate a combustibilului, crăcării și formării depozitelor

tează în centrul camerei și servește pentru autoaprindere, care are loc potrivit mecanismelor uzuale. Camera de ardere TNIDI (fig. 6.31, b) are deschiderea  $\delta = 0,32 \dots 0,37$ , este în formă de  $\Delta$ , funcționează cu  $\varepsilon = 15$ , este echipată cu un injector cu mai multe orificii ( $z_i = 4 \dots 9$ , în funcție de alezaj), care injectează 40% din doza de combustibil pe peretele lateral al camerei cupă.

Ideea fundamentală a procedului de ardere cu distribuția combustibilului în peliculă este de a elimina producerea amestecurilor preformate în perioada  $\Delta\alpha_a$  și arderea lor violentă prin accelerarea fizică (turbulență) și chimică (succesiuni de autoaprindere) a flăcării. În acest scop, pelicula de combustibil se încălzește în contact cu peretele cald, se vaporizează treptat la suprafață și se amestecă progresiv, cu aerul din camera cupă. Obiecția tradițională privind contactul combustibilului cu peretele rece este nejustificată aici, capul pistonului avînd o temperatură superioară temperaturii cilindrului. Temperatura peretelui  $t_p$  joacă un rol hotărîtor asupra procesului de vaporizare și amestecare, de aceea ea este controlată prin echilibrul termic al pistonului. Cu o tehnică specială s-a reușit să se fotografieze pelicula de combustibil de pe perete. S-a dovedit că pelicula (fig. 6.32, a) este formată din picături de combustibil (b și c), grosimea stratului ajungînd pînă la  $200 \mu\text{m}$ . Pînă la temperatura  $t_p = 300 \dots 320^\circ\text{C}$ , picăturile de combustibil se mențin pe perete prin efect de adeziune; la temperatura  $t_p = 320 \dots 400^\circ\text{C}$  picăturile de combustibil mai mari ( $d_p = 40 \dots 120 \mu\text{m}$ ) vin în contact numai parțial cu peretele; pentru  $t_p > 400^\circ\text{C}$ , picăturile sînt izolate de perete de un strat de vapori. Viteza de vaporizare depinde de temperatura peretelui. Se observă (fig. 6.32, d) că timpul minim de vaporizare (viteza maximă) se atinge pentru  $t_p \approx 250 \dots 320^\circ\text{C}$ . La temperaturi mai mici picăturile se încălzesc lent; la temperaturi mai mari, picăturile nu mai vin în contact cu peretele și sînt deplasate de curentul de aer în zona centrală a camerei, unde ard prin mecanismul difuziv.

Un rol deosebit îl are mișcarea fluidului motor în camera cupă. Întrucît la procedeul *M*, injectorul are un singur orificiu, injecția este locală. Combustibilul este întins pe întreaga suprafață a camerei cupă de fluidul motor în mișcare de rotație (fig. 6.33) și în mișcare radială. Jetul se injectează în sensul mișcării de rotație. Fără mișcarea de rotație generată în admisiune motorul nu funcționează; mișcarea radială este intensă datorită deschiderii mici a cupei. Este de remarcat faptul că deplasarea particulelor pe perete este frînată de acțiunea acestuia, ceea ce amplifică viteza rela-

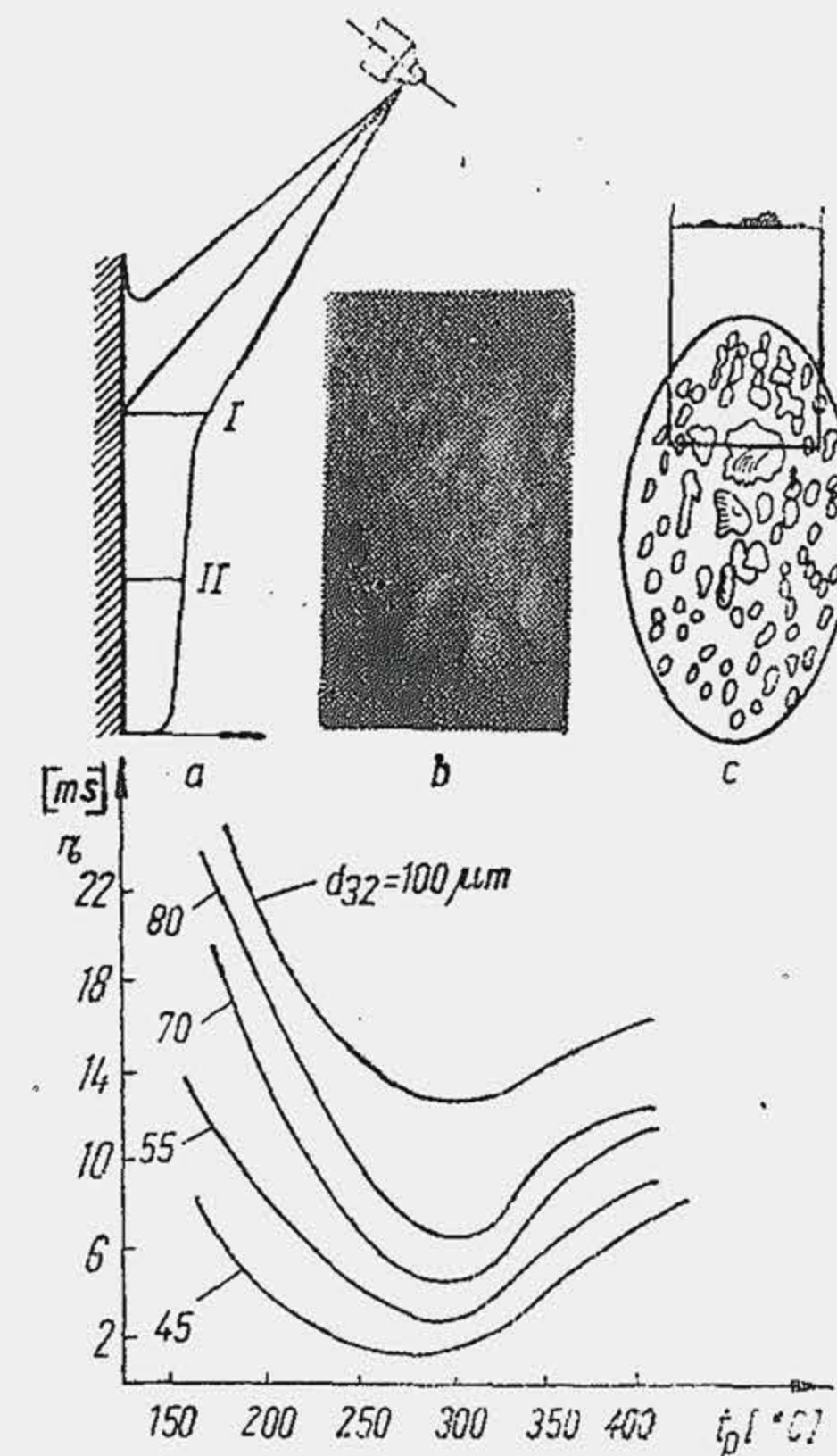


Fig. 6.32. Structura peliculei de combustibil de pe peretele camerei de ardere (a, b, c) și influența temperaturii peretelui asupra duratei de vaporizare (d).



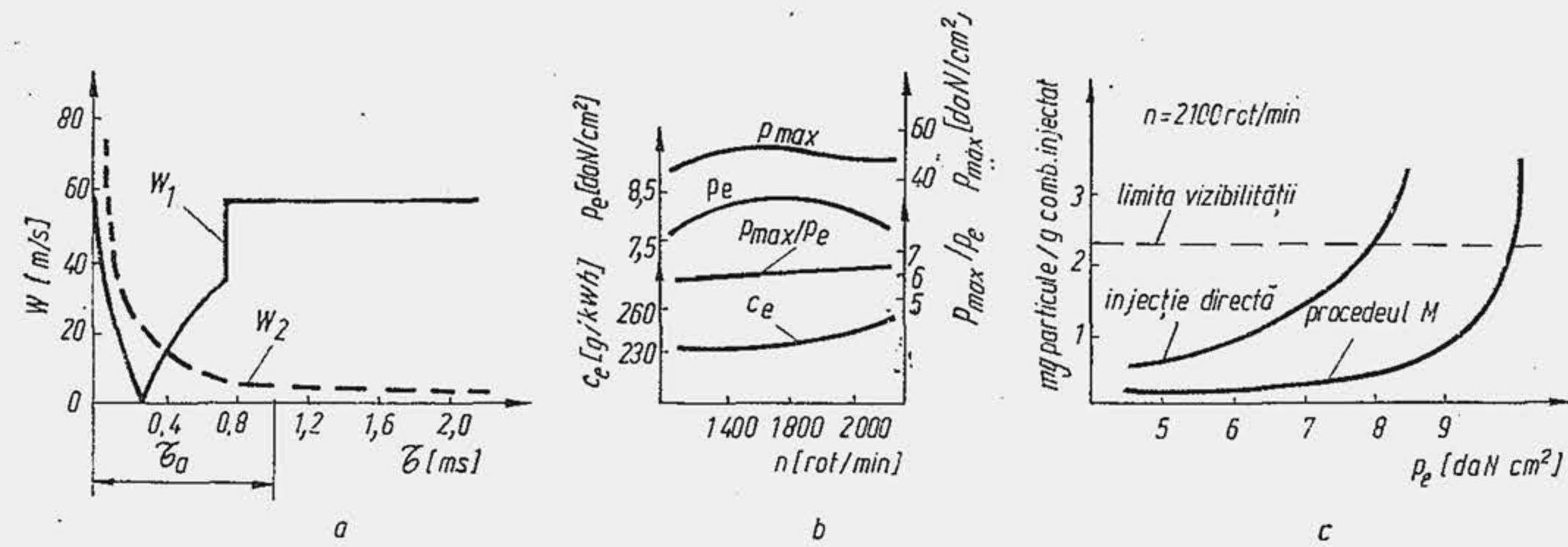


Fig. 6.34. Influența procedului de ardere M asupra unor parametri caracteristici.

tivă  $W_1$  dintre peliculă și fluidul motor. Comparînd viteza  $W_1$  cu viteza relativă  $W_2$  dintre jetul de combustibil și fluidul motor la o cameră tradițională se observă (fig. 6.34, a) că după perioada  $\tau_a$ ,  $W_1 \gg W_2$ , ceea ce arată că amestecarea va decurge mai repede, mai ales în perioada arderii difuzive. Vaporii de combustibil de la suprafața peliculei se angajează într-un proces polistadial de oxidare lentă și uniformă, cu formarea de flăcări reci în stratul limită, în care se realizează doze foarte bogate. Dezvoltarea celorlalte stadii are loc în faza omogenă gazoasă prin difuzia produșilor din primul stadiu spre centrul camerei de ardere. Mișcarea de vîrtej ușurează difuzia produșilor calzi spre centrul camerei, iar oxigenul rece, cu densitate mai mare, trece la periferia camerei, spală continuu suprafața peliculei de combustibil și alimentează reacțiile de oxidare de la suprafața ei. Controlul vitezei de formare a amestecului se asigură prin modificarea vitezei de deplasare a curenților și a temperaturii pistonului. Arderea se caracterizează printr-o viteză redusă de creștere a presiunii ( $\dot{p} = 2,5 \dots 4$  daN/cm<sup>2</sup> °RA), prin presiuni maxime moderate ( $p_{max} = 55 \dots 56$  daN/cm<sup>2</sup>) (fig. 6.34, b); se obțin presiuni medii efective mari ( $p_e = 8,5$  daN/cm<sup>2</sup>), deoarece datorită condițiilor favorabile de formare a amestecului se reduce excesul de aer ( $\lambda_{LF} = 1,3$ );  $c_e$  realizează valori moderate; se reduce sensibil nivelul fumului din gazele de evacuare (fig. 6.34, c). Procedul M creează încă dificultăți la pornirea motorului rece, cînd camera cupă are temperatura mediului ambiant.

Camerele de ardere MAN se utilizează în prezent pentru motoare cu alezaje de 120...125 mm. Camera TNIDI se utilizează pentru motoare cu alezaje de 70...230 mm și  $n = 750 \dots 4200$  rot/min; diversitatea de valori a fost posibilă, probabil, prin injecția numai parțială a dozei de combustibil pe perete. Cîteva performanțe ale unor camere unitare pentru motoare de autovehicule sînt arătate în tabela 6.1.

**Preinjecția de combustibil.** Se înțelege prin preinjecție, o injecție prealabilă de combustibil (aproximativ 10...30% din doza de combustibil), care se produce înaintea injecției normale (spre finele cursei de comprimare) denumită *injecție principală*. Prin preinjecție se urmărește modificarea stării termice sau chimice a fluidului motor înaintea declanșării injecției principale. Astfel, se asigură condiții pentru intensificarea reacțiilor chimice în perioada  $\tau_a$ , pentru fracțiunea principală (70...90%) din doza de combustibil injectată în apropierea  $p_{mi}$ . Prin preinjecție se obține reducerea pînă la anulare a lui  $\Delta\alpha_d$  ceea ce permite să se elimine, parțial sau integral, servituțile MAC-ului cu cameră unitară: funcționare violentă, cu zgomote

Parametri caracteristici ai unor camere de ardere unitare

Motorul	Camera de ardere	S/D [mm/mm]	n [rot/min]	$p_e$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	$c_e$ [g/kWh] [x 0,736 g/cph]	$D_e/D$	$z_j$
ROLLS-ROYES CGNFL 102		$\frac{152}{130}$	2 100	7,42	240	0,565	4
LEILAND A 800-5C		$\frac{114}{135}$	2 600	6,55	244	0,659	5
INTERNATIONAL		$\frac{114}{114,3}$	2 600	8,83	—	0,549	4
DEIMLER-BENZ UM-360		$\frac{140}{115}$	2 500	7,02	227	0,565	4
DEUTZ F8L-413		$\frac{125}{120}$	2 650	6,55	245	0,375	2
TNIDI		$\frac{—}{33}$	4 200	—	229	0,32	—
		$\frac{—}{64}$	2 100	—	250	0,36	
MAN D 2658 M2		$\frac{150}{126}$	2 100	7,24	226	0,383	1

și trepidații, turație maximă limitată, fum în gazele de evacuare, sensibilitate mare la calitatea combustibilului, pornire dificilă.

**Injecția pilot.** Principiul metodei constă în reducerea cantității de combustibil injectată în cilindru în perioada întîrzierii la declanșarea arderii rapide. Metoda a primit denumirea de injecție pilot și constă în injectarea combustibilului în două etape: în prima etapă se injectează în cilindru o fracțiune mică din doza de combustibil (un pilot de combustibil), astfel încît după autoaprinderea ei să nu apară posibilitatea creșterii violente de presiune — în cilindru nu se aglomerează combustibil în perioada  $\Delta\alpha_d$ ; în a doua etapă se injectează restul dozei. Durata întîrzierii la autoaprindere a fracțiunii principale din doza de combustibil este substanțial redusă, deoarece prin arderea pilotului se creează condiții de presiune și temperatură favorabile. Comparînd legea de variație a presiunii (fig. 6.35, a) în cazul injecției normale (IN) și a injecției pilot (IP) se observă că în al doilea caz presiunea crește lent și atinge valori maxime mai reduse.



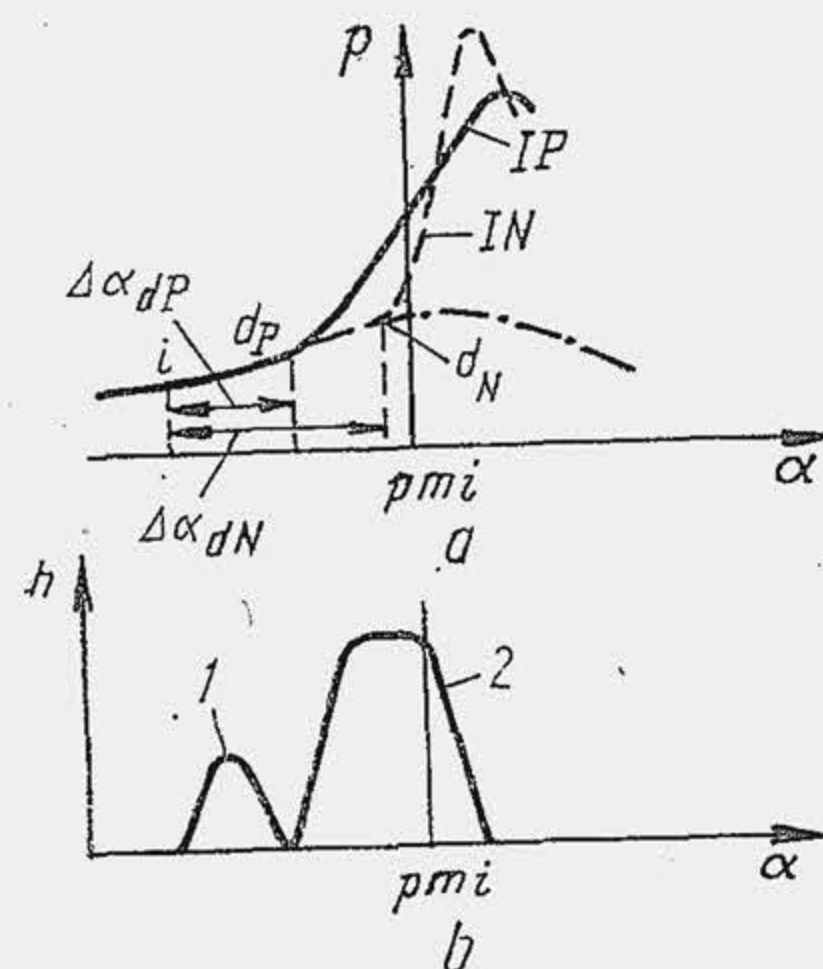


Fig. 6.35. Influența injectiei pilot asupra diagramei indicate: 1 — preinjectie; 2 — injectie principală.

comprimare, ceea ce ilustrează dezvoltarea unui proces de preoxidare inițială. Ca urmare, apar în cilindru produși intermediari de oxidare, capabili să acționeze ca acceleratori. Pe această cale s-a reușit să se obțină o reducere a lui  $\Delta\alpha_d$  pînă la anulare, iar funcționarea brutală a motorului să fie sensibil ameliorată. Unele încercări au arătat că, pe această cale, devine posibilă și utilizarea unei game variate de combustibili, ceea ce conferă MAC-ului un caracter policarburant.

Procedul Vigom modifică și el starea chimică a fluidului motor înaintea injectiei principale. Procedul constă din o preinjectie de combustibil în gazele reziduale fierbinți din cilindru, la începutul cursei de admisiune ( $10...40^\circ\text{RA}$  după  $p_{mi}$ ). În contact cu gazele reziduale fierbinți, combustibilul suferă transformări chimice asemănătoare cu celea menționate la procedul „fumigării”. Elementele active care se formează acționează catalitic asupra jetului principal.

Oricare din procedeele amintite, deși exercită o influență pozitivă și asupra economiei de combustibil, nu a găsit aplicație în producția de serie, deoarece pretinde o dublă injectie, fie cu două pompe și două injectoare (soluție scumpă), fie cu un injector normal al cărui ac se ridică de două ori succesiv de pe sediu (uzura rapidă a injectorului).

2) Camerele de ardere împărțite sînt constituite din două compartimente: compartimentul de volum constant (CVC) sau compartimentul separat (CS), plasat în chiulasă (fig. 6.36, a) sau în blocul de cilindri (b) și compartimentul de volum variabil (CVV) limitat de chiulasă, piston, cilindru. Cele două compartimente comunică între ele prin unul sau mai multe canale. Combustibilul se injectează în

Procedul fumigării se bazează îndeosebi pe cinetica reacțiilor chimice. Astfel, era cunoscut mai de mult că pentru ușurarea pornirii MAC-ului se pot utiliza cantități mici de eter  $\text{C}_4\text{H}_{10}\text{O}$ , injectate în conducta de admisiune. Eterul fiind foarte volatil, se vaporizează în cursa de comprimare și suportă un proces de preoxidare lentă, cu formarea de flacără rece. Ca urmare, jetul de combustibil injectat la finele cursei de comprimare este așteptat de elemente reactive. Adăugînd la aceasta o încălzire suplimentară a aerului prin efectul termic care însoțește flacără rece, rezultă că autoaprinderea este mult ușurată. În ultimii ani, principiul metodei a fost aplicat și la funcționarea motorului în regim nominal. Astfel, procedul american de „fumigare” constă în pulverizarea unei fracțiuni reduse din doză în conducta de admisiune. Experiența arată că pe această cale se obține o creștere suplimentară de presiune față de cea rezultată din procesul de

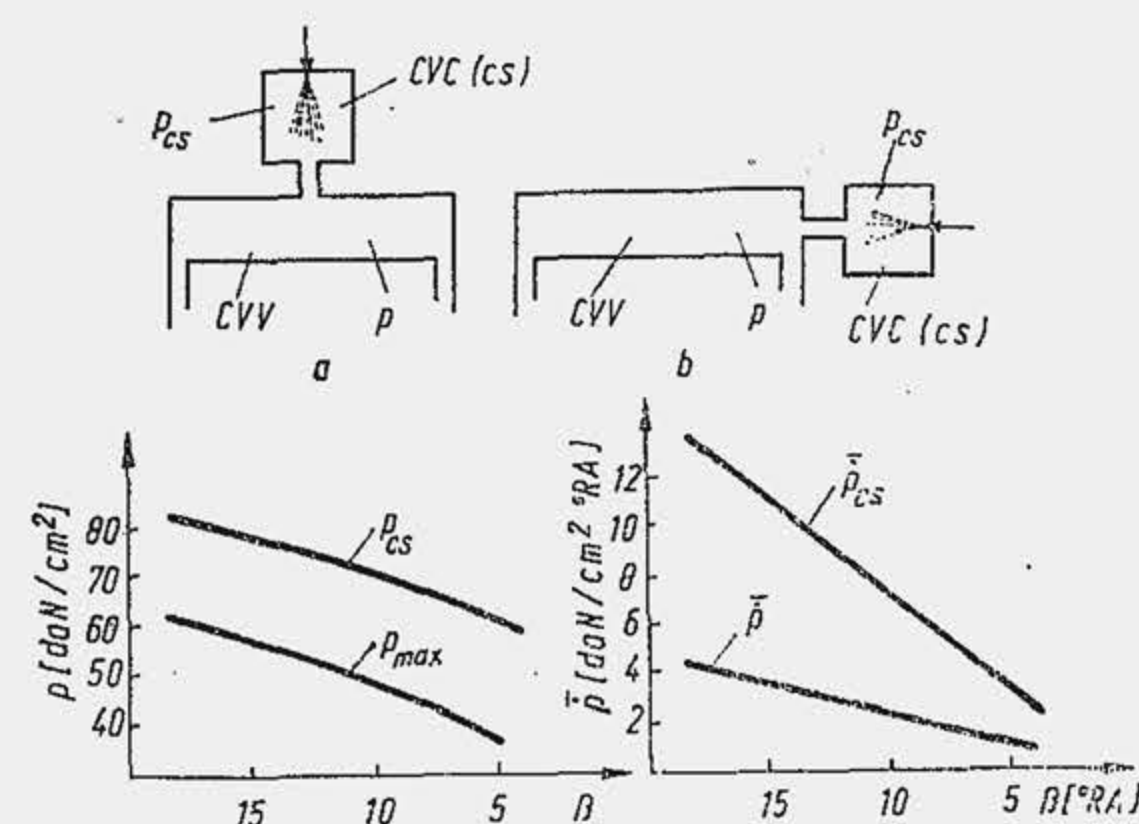


Fig. 6.36. Influența avansului la declanșarea injectiei asupra unor parametri caracteristici.

CS, unde se consumă și întîrzierea la autoaprindere. Ca urmare, flacără apare inițial în camera separată și cuprinde o parte din amestecul aer-combustibil. Prin arderea unei fracțiuni din doza de combustibil în CS, cu creșterea corespunzătoare de presiune, se produce o diferență mare de presiune între cele două compartimente ( $\Delta p_{cs} = p_{cs} - p \approx 3...30 \text{ daN/cm}^2$ ) care deplasează fluidul motor din CS în CVV cu viteze superioare ( $150...300 \text{ m/s}$ ). Jeturile de fluid motor care trec prin canalul de legătură sînt bogate în combustibil (în unele cazuri, în canalul de legătură,  $\lambda \ll 1$ ) care, datorită mișcărilor intense și organizate, găsește în cilindru aerul necesar. Arderea inițiată în CS continuă în cilindru. Camerele împărțite se deosebesc de camerele unitare prin modalitatea de generare a mișcării fluidului motor și prin intensitatea acesteia. În primul caz, mișcarea fluidului motor se produce, parțial sau integral, prin arderea unei fracțiuni din doza de combustibil în CS; în al doilea caz, mișcarea este generată prin deplasarea pistonului (în cursele de admisiune, comprimare, destindere). În ambele cazuri ea se include în pierderile prin rezistențe proprii ale motorului (pierderi prin frecare), micșorează randamentul mecanic, deci și randamentul efectiv. În cazul camerelor împărțite pierderile gazodinamice sînt incomparabil mai mari, date fiind vitezele superioare de curgere.

Principial, camerele împărțite realizează două mari avantaje și anume: limitează arderea violentă la compartimentul separat; generează o mișcare a fluidului motor de mare energie. Prin declanșarea arderii în compartimentul separat, creșterea rapidă de presiune și presiunea maximă ridicată (fig. 6.36, c) nu se transmit direct asupra pistonului. Mișcarea intensă a fluidului motor grăbește amestecarea și promovează, în cilindru, arderea difuzivă:  $\bar{p}$  și  $p_{max}$  în cilindru ating valori moderate. Se elimină astfel dezavantajul esențial al camerelor unitare: funcționare violentă, cu trepidații și zgomote, cu solicitări mecanice mari. Încălzirea intensă a fluidului motor uneori și a combustibilului în CS reduce întîrzierea la autoaprindere iar mișcarea intensă a fluidului motor reduce durata efectivă de amestecare, chiar la turații ridicate. Astfel, camerele împărțite permit MAC-ului să atingă turații comparabile cu ale MAS-ului, fapt pentru care au trecut în producția de serie, pentru motoarele diesel cu  $n \geq 4000 \text{ rot/min}$ .

Camera de ardere împărțită cu compartiment separat de preardere (CSP), numită adeseori prescurtat cameră separată de preardere și în cele ce urmează cameră (de ardere) CSP, are compartimentul separat 1 (fig. 6.37) așezat

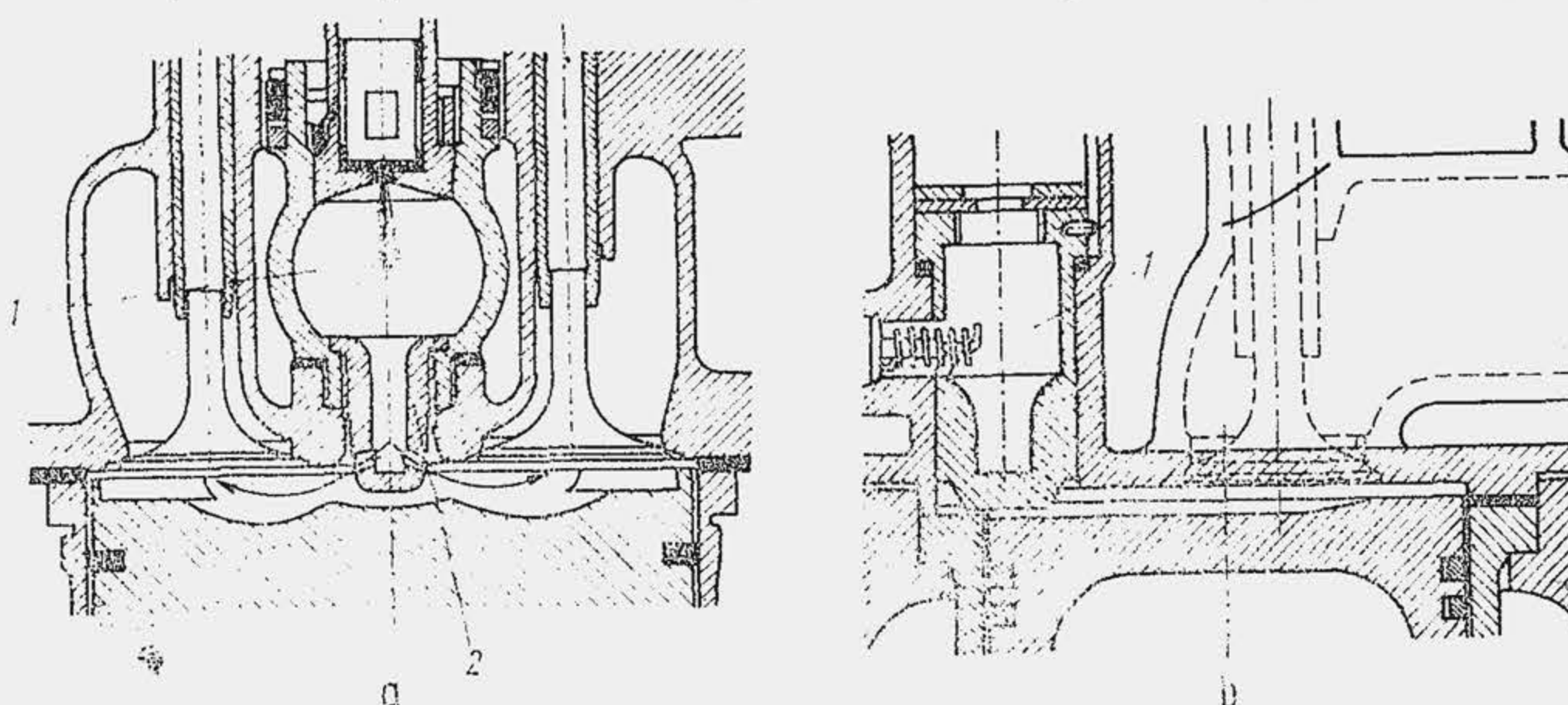


Fig. 6.37. Camere separate de preardere.



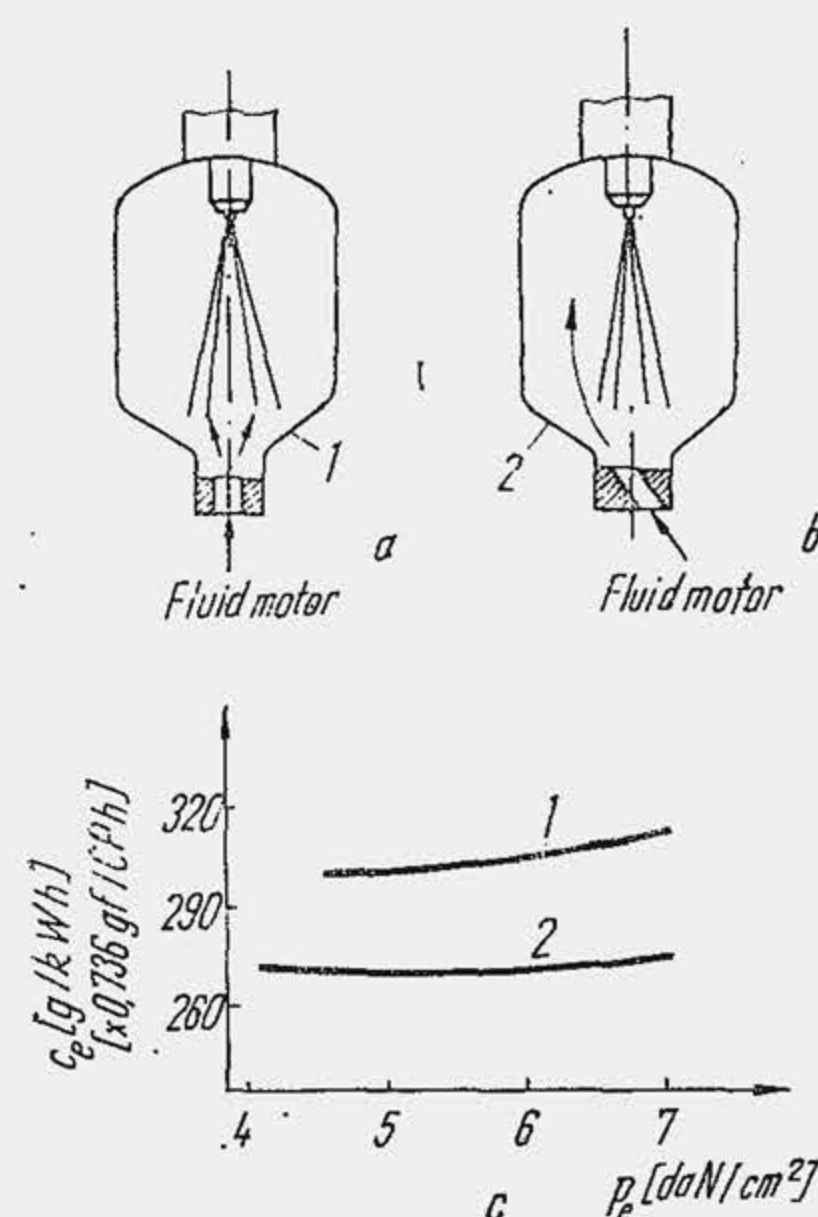


Fig. 6.38. Influența direcției curentului de fluid motor la intrarea în CS asupra consumului specific efectiv de combustibil.

viteză prin orificiile înguste, se produce o a doua pulverizare a combustibilului (prima pulverizare este produsă de injector), împrejurare care permite utilizarea unui injector cu un singur orificiu, cu pulverizare inițială grosieră. Presiunea de injecție redusă ( $p_{i0} = 100 \dots 150 \text{ daN/cm}^2$ ) și pulverizatorul cu un singur orificiu simplifică fabricația sistemului de injecție și micșorează costul. Pe periferia jetului în CS, se formează nucleul de flacără în urma unui proces polistadial de aprindere. Când presiunea începe să crească în compartimentul separat picăturile de combustibil trebuie să fie în apropierea orificiilor de legătură dintre CS și CVV pentru a fi expulzate în cilindru; altfel, după autoaprindere, picăturile sînt proiectate pe peretele compartimentului separat, opus orificiilor de legătură, sau, pe peretele lateral al compartimentului, ceea ce împiedică trecerea lor ulterioară în CVV și amestecarea lor cu aerul. Astfel, chiar cerințele funcționale ale camerei CSP pretind un jet compact, cu penetrație mare, determinată în așa fel ca în perioada  $\tau_a$  fracțiunea principală din doză  $\tilde{m}_c$  să fie în dreptul orificiilor. În procesul de comprimare o parte din fluidul motor este deplasată în CS. Cercetări recente, efectuate prin cinematografiere rapidă au arătat că dacă se orientează curentul de fluid motor și jetul de combustibil pe aceeași direcție (fig. 6.38, a) curentul de fluid motor întoarce picăturile de combustibil spre injector. După aprindere, flacăra se dezvoltă în CS, iar amestecul, expulzat în cilindru, este de la început foarte sărac, deoarece în zona orificiului de legătură se găsește puțin combustibil. Amestecul din CS fiind foarte bogat arde incomplet, iar gazele evacuate conțin o cantitate însemnată de fum. Dacă se orientează curentul de aer sub un anumit unghi față de jetul de combustibil (b), efectul precedent este eliminat și se produce în plus antrenarea picăturilor de combustibil din zona injectorului în zona orificiilor de legătură. Consumul specific de combustibil scade cu aproximativ 10% în tot domeniul de sarcini (c).

central (a) sau lateral (b). Partea inferioară reprezintă o piesă independentă 2, în care sînt practicate orificiile sau canalele de legătură în (număr de cel mult opt) și care ajunge la temperaturi ridicate ( $600 \dots 800^\circ\text{C}$ ) în timpul funcționării (insertie caldă în CS). Compartimentul separat are ca element caracteristic secțiunea redusă de trecere a canalului (sau canalelor) de legătură (diametrul orificiului  $d_0 = 3 \dots 10 \text{ mm}$ ). Aria secțiunii de trecere  $A_0$  raportată la aria secțiunii transversale a cilindrului  $A_D$  ( $A_D = \pi D^2/4$ ) este  $A_0/A_D = 0,2 \dots 1,0\%$ . Volumul compartimentului separat  $V_{cs}$  reprezintă mai puțin de 50% din volumul minim al camerei de ardere  $V_c$  ( $V_{cs} = 0,25 \dots 0,4 V_c$ ). Compartimentul separat are sarcina de a produce un efect de pulverizare și dispersie în cilindru, ceea ce se obține sub acțiunea diferenței de presiune  $\Delta p_{cs}$ , produsă de combustibilul care arde în CS. Combustibilul care nu reacționează chimic (se injectează întreaga doză  $\tilde{m}_c$  în CS care conține numai o parte din aer) și gazele fierbinți, trec cu mare

Corelarea presiunii din CS ( $p_{cs}$ ) cu presiunea din CVV ( $p$ ) este hotărîtoare pentru performanțele motorului. În acest scop se acționează asupra avansului la injecție. Dacă avansul este mare și autoaprinderea are loc înainte de  $p_{mi}$  presiunea  $p_{cs}$  scade repede, iar presiunea în cilindru crește, astfel încît, din momentul a, căderea de presiune se inversează (fig. 6.39), și împiedică trecerea gazelor de ardere cu combustibil neardat, din CS în cilindru. Ulterior (după punctul b) din cauza deplasării pistonului, presiunea  $p$  scade repede și diferența de presiune  $p_{cs} - p$  devine din nou pozitivă. Evacuarea amestecului din CS nu mai este eficientă deoarece arderea se dezvoltă în destindere. Dacă avansul este mai mic (b) perioada a — b se micșorează, iar curgerea are loc aproape continuu, într-un singur sens. Arderea durează mai puțin, iar eficiența procesului crește.

În cursa de comprimare, între cele două compartimente ale camerei CSP există o diferență relativ mare de presiune din cauza ariei reduse a orificiilor de trecere (pierderi gazo-dinamice). Viteza de curgere din CVV și CS este foarte mare. De exemplu, în ipoteza simplificatoare că fluidul motor este incompresibil, viteza de curgere prin orificii  $W_0$  se determină din ecuația continuității  $W_0 A_0 = W_P A_D$ ; pentru  $\sigma = A_0/A_D = 0,01$ ,  $W_0$  este de 100 ori mai mare decît  $W_P$ . Trecerea fluidului motor în CS, în cursa de comprimare nu este o cerință a procedurii de ardere, dar ea nu se poate elimina; ea este chiar dezavantajoasă pentru că reprezintă un consumator relativ mare de energie. Energia cinetică elementară  $dE_{fm}$  a fluidului motor care trece cu viteza  $W_0$  prin orificiile CS este  $dE_{fm} = 0,5 W_0^2 dm_{cs}$ . Masa elementară de fluid motor  $dm_{cs}$  care ajunge în compartimentul separat se stabilește pe baza ecuației de debit  $dm_{cs} = A_0 W_0 \rho_{cs} d\tau$  ( $\rho_{cs}$  este densitatea fluidului motor în CS, iar  $\tau$  — timpul). Se consideră că fluidul motor este comprimat adiabatic în cursa de comprimare, de la presiunea  $p_a$  (finele cursei de admisiune) la presiunea  $p_{cs}$ , astfel că  $\rho_{cs} = \rho_a (p_{cs}/p_a)^{1/k}$ . Știind că  $d\alpha = 6 n d\tau$  se obține

$$dE_{fm}[J] = \rho_a (A_0/12n) (p_{cs}/p_a)^{1/k} W_0^3 d\alpha. \quad (6.6)$$

Se compară energia consumată pentru mișcarea fluidului motor cu lucrul mecanic specific consumat pentru învingerea rezistențelor proprii ( $p_{rp}$ ). În acest scop se integrează relația (6.6) de la  $\alpha = 180^\circ$  ( $p_{me}$ ) pînă la  $\alpha$  curent și se raportează energia cinetică la cilindree. Se obține  $\Delta p_{cs} = E_{fm}/V_S [J/m^3 = 10^{-5} \text{ daN/cm}^2]$ . Se observă că  $nV_S = n \cdot S \cdot A_D = 30 A_D \bar{W}_P$  iar  $A_0/nV_S = A_0/30 \bar{W}_P A_D = \sigma/30 \bar{W}_P$ :

$$\Delta p_{cs} \left[ \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right] = \frac{10^{-5}}{360} \cdot \frac{\rho_a}{\bar{W}_P \sigma} \int_{180}^{\alpha} (p_{cs}/p_a)^{1/k} W_0^3 d\alpha. \quad (6.7)$$

Dacă se presupune, pentru simplitate, că  $W_0 = \bar{W}_P/\sigma$  se observă că  $\Delta p_{cs}$  crește proporțional cu  $\bar{W}_P^2$  și  $(A_D/A_0)^2$ . Dependența lui  $\Delta p_{cs}$  de turație este arătată în figura 6.40; se arată de asemenea  $p_{rp}$  pentru camera unitară și pentru camera CSP. Cu valorile definite

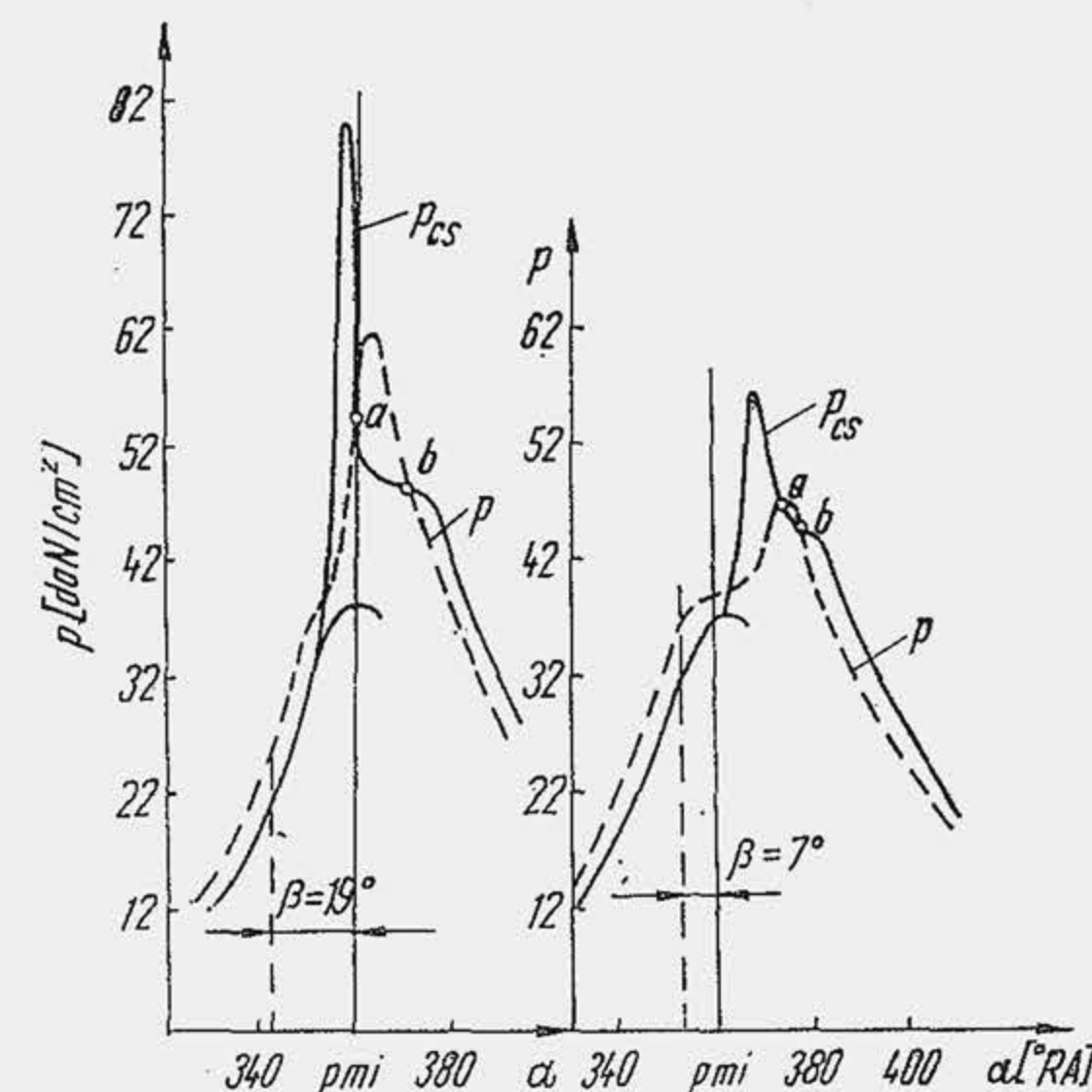


Fig. 6.39. Influența avansului la declanșarea injecției asupra presiunii din CVV și CS.



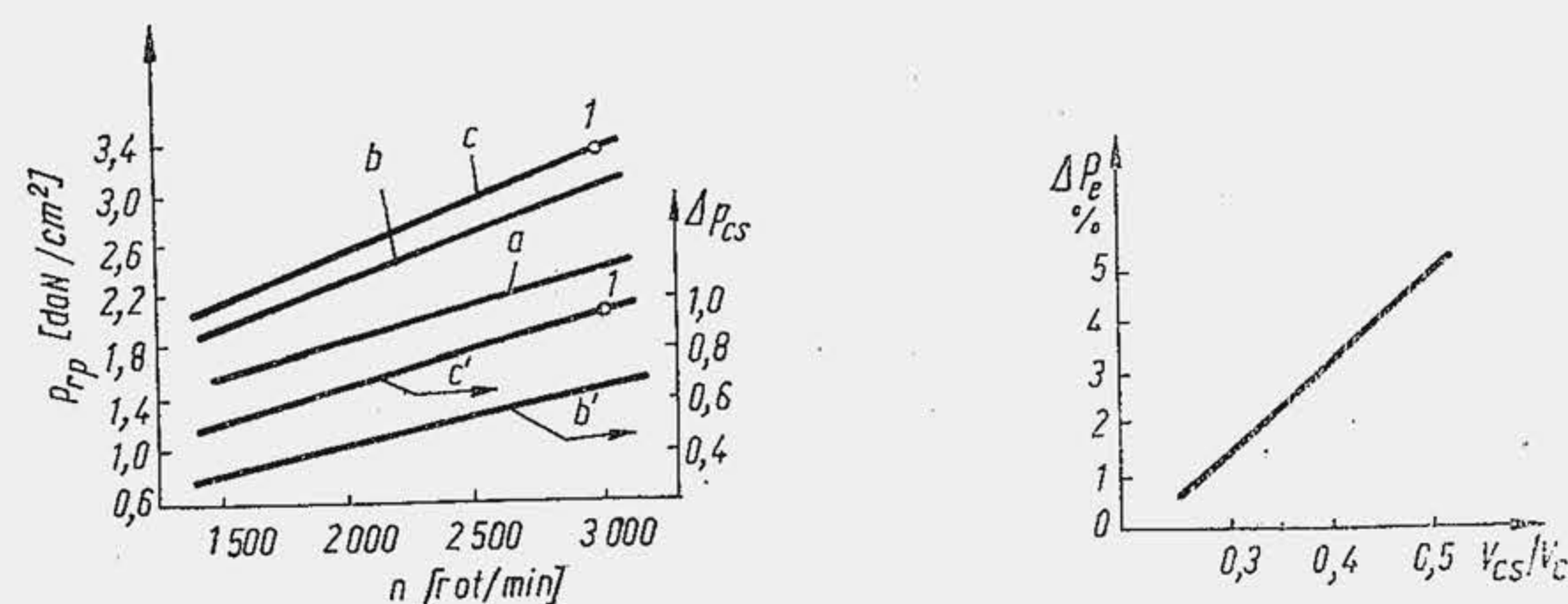


Fig. 6.40. Compararea pierderilor prin frecare ( $\Delta p_{cs}$ ) cu pierderile prin rezistențe proprii ( $p_{rp}$ ):

a — cameră unitară; b și c — camere separate cu secțiuni diferite ale orificiului canalului.

În punctul 1 rezultă  $\Delta p_{cs}/(p_{rp} - \Delta p_{cs}) = 0,43$ , adică energia consumată  $E_{fm}$  reprezintă 43% din lucrul mecanic specific  $p_{rp}$ . Ca urmare, se înregistrează o reducere de putere a motorului cu  $\Delta P_e = 1...4\%$ .

Așezarea laterală a compartimentului separat este avantajoasă deoarece eliberează chiulasa în vederea plasării unor supape cu talere de diametru sporit.

Așezarea centrală a compartimentului separat, permite reducerea volumului  $V_{cs}$  cu 20...30%, deoarece jeturile de gaze fierbinți au de parcurs un spațiu mai mic. Astfel, se micșorează și energia cinetică  $E_{fm}$  în comprimare, pierderile gazodinamice sînt mai mici, consumul specific  $c_e$  este întotdeauna mai mic.

Mișcarea intensă din compartimentul separat are și o altă consecință: intensifică pierderile de căldură de la fluidul motor la perete. Căldura transferată este proporțională cu aria de contact care depinde de forma camerei de ardere (tab. 6.2). O cameră sferică are aria  $A_c$  de contact gaz-perete, cea mai mică; camera unitară cu cupă în piston și camera împărțită au o arie de contact  $A_c$  de trei ori mai mare. Transferul de căldură este mai intens la suprafețele răcite direct. Cu excepția capului pistonului, celelalte suprafețe de contact cu fluidul motor sînt udate de fluidul de răcire. De aceea, se alege un al doilea parametru de comparație; raportul dintre aria suprafeței răcite direct  $A_r$  și aria suprafeței totale a camerei de ardere  $A_c$ . Se observă că la camera împărțită acest raport este cu 50% mai mare decît la camera unitară cu cupă în piston. Pierderile mari de căldură la camera împărțită amplificate și de mișcarea mai intensă a fluidului motor, reduc randamentul indicat, precum și presiunea și temperatura fluidului motor în momentul declanșării injectiei, ceea ce creează mari dificultăți la pornirea motorului rece.

Camera unitară și camera CSP se află la două extremități. De-a lungul anilor, dar mai ales în ultimele două decenii, s-au elaborat mai multe tipuri de camere de ardere cu proprietăți intermediare.

Camera de ardere împărțită cu compartiment separat de vîrtej (CSV) este o soluție intermediară între camera unitară și camera CSP. A fost propusă pentru prima dată de H. Ricardo (1929) și dezvoltată ulterior (pînă în zilele noastre) fiind cunoscută sub numele de Comet. În literatură este denumită prescurtat cameră separată de vîrtej, dar, în cele ce urmează i se va spune cameră (de ardere) CSV.

Compartimentul separat 1 (fig. 6.41), de formă sferică sau cilindrică, este practicat în chiulasă și așezat lateral față de axa cilindrului, pentru a

Influența formei camerei de ardere asupra ariei suprafeței de răcire

Forma camerei de ardere	$A_c$ [cm <sup>2</sup> ]	$A_r$ [cm <sup>2</sup> ]	$A_r/A_c$ [%]
	82,1	—	—
	199,8	113,2	56,5
	206,3	89,9	43,5
	235,6	89,9	38,5
	234	144	61

oferi spațiul necesar montării unor supape cu talere de diametru sporit. Partea inferioară a compartimentului separat reprezintă o piesă detașabilă 2, care conține un singur canal de legătură, de secțiune relativ mare ( $d_0 = 15...20$  mm), tangent la compartimentul separat. În cursa de compri-

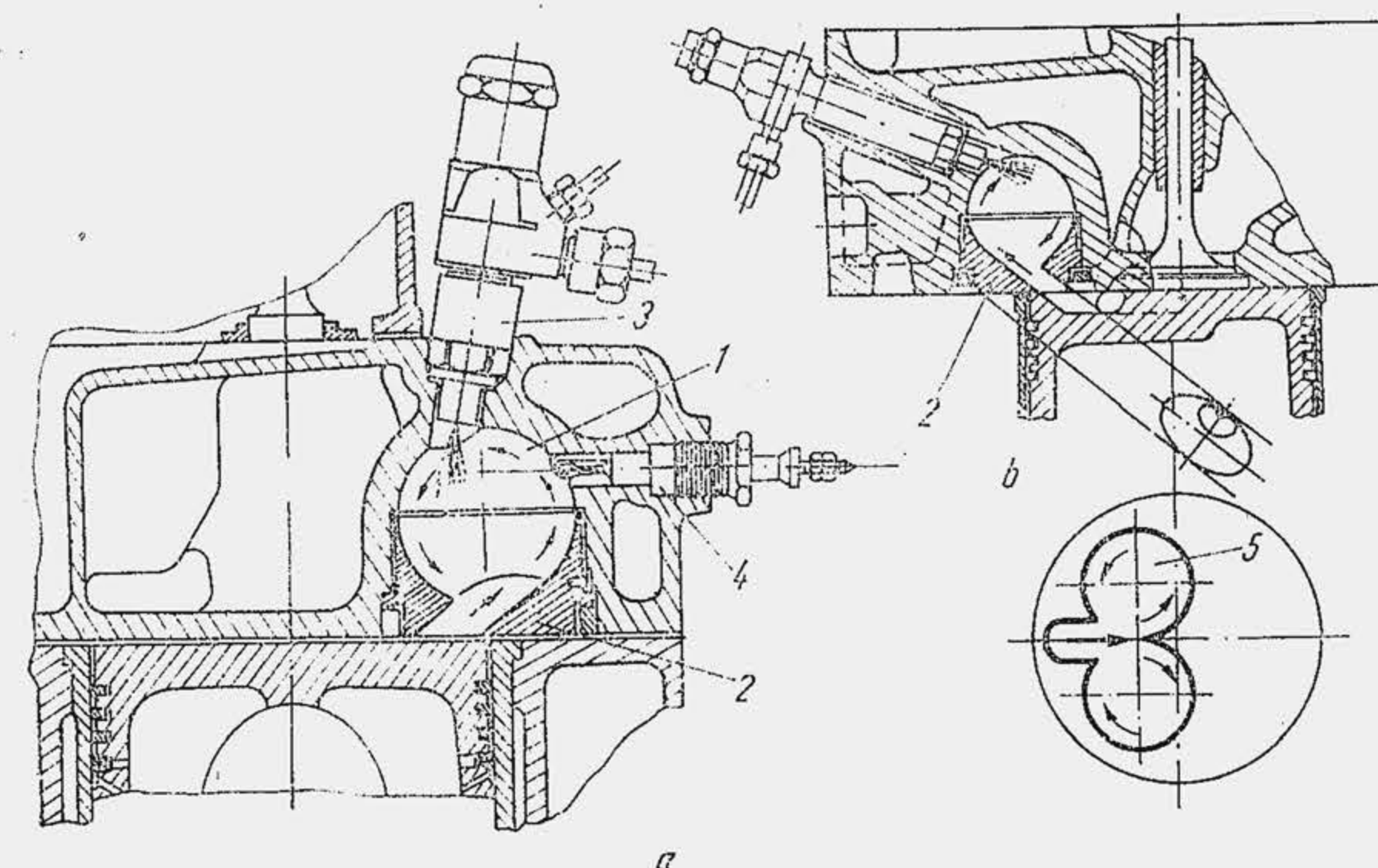


Fig. 6.41. Camere separate de vîrtej.



mare, fluidul motor este deplasat de piston prin canal în compartimentul separat, unde se organizează o mișcare de vîrtej, de viteză unghiulară  $\omega^*$ . Spre deosebire de mișcarea din compartimentul separat al camerei CSP, care nu este utilă sub aspect funcțional, mișcarea creată în cursa de comprimare în compartimentul separat al camerei CSV este hotărîtoare pentru formarea amestecului, fiind o mișcare dirijată cu un grad avansat de ordine. Volumul  $V_{cs}$  în ultimul caz este cu mult mai mare ( $V_{cs} = 0,5 \dots 0,8 V_c$ ) pentru a intensifica mișcarea de vîrtej. Sub aspect funcțional, intensitatea mișcării de vîrtej trebuie să îndeplinească o condiție similară ca aceea definită pentru mișcarea de rotație din camera unitară. Astfel, se urmărește ca fluidul motor în mișcarea de vîrtej să traverseze jetul de combustibil în întregime, după o rotație completă. Dacă  $\Delta\alpha_j$  este durată injectiei în  $^\circ\text{RA}$  ( $\Delta\alpha_j = 6n\tau_j$ ) și  $\omega = \pi n/30$  (v. rel. 10.1) atunci  $\tau_j[s] = (\pi/180) \cdot (\Delta\alpha_j/\omega)$ . Durata unei rotații complete a vîrtejului este  $\tau_{cs}[s] = (\pi/180) \cdot (360/\omega)^*$ . Condiția funcțională este  $\tau_i = \tau_{cs}$  sau  $360/\omega = \Delta\alpha_j/\omega$ . Se ajunge la aceeași noțiune de *raport optim de vîrtej*  $\Omega_{opt} = \omega^*/\omega = 360/\Delta\alpha_j$ . La o durată a injectiei de  $18^\circ\text{RA}$ ,  $\Omega_{opt} = 360/18 = 20$ .

Pentru a reduce pierderile gazodinamice la trecerea gazelor prin canal, precum și pierderile de căldură se micșorează volumul compartimentului separat ( $V_{cs} = 0,5 V_c$ ) ceea ce se obține la camera Comet III (fig. 6.41, b) prin evazarea 5 a pistonului. Se compensează reducerea intensității mișcării în comprimare prin organizarea unei mișcări de rotație în cilindru, după declanșarea arderii în camera separată, cînd mișcarea fluidului motor se inversează. Evazarea capului se face de o manieră specială, astfel că jetul de flacără, care iese din canal, se împarte în două componente, care sînt antrenate într-o mișcare de rotație intensă, necesară pentru a completa

amestecarea, care, în compartimentul separat se produce numai în planul jetului. Aerul periferic, din secțiunile extreme, paralele cu planul mișcării de vîrtej (planul desenului) rămîne neutilizat. Pe această cale s-a obținut o îmbunătățire a procedurii de ardere, cu reducerea lui  $\lambda_{LF}$  și a consumului specific  $c_e$ , deoarece o fracțiune mai mare din doza  $\tilde{m}_c$  arde direct în cilindru.

Pentru prima dată, J. Alcock și W. Scott au filmat în culori camera de ardere Comet. La un monocilindru experimental se introduce o fereastră de cuarț 7 (fig. 6.42) în chiulasă, care permite filmarea evenimentelor din cilindru 2, iar două ferestre laterale de cuarț 3, așezate în dreptul camerei separate 4 permit filmarea evenimentelor din CS. Așezarea alăturată a fotografiilor (fig. 6.43) permite urmărirea simultană a proceselor din CS și CVV. Primele două cadre evidențiază jetul de combustibil deviat de curent. Flacăra din camera separată are culoarea albă, specifică flăcărilor de carbon, determinată de lipsa de aer (în CS se injectează întreaga doză

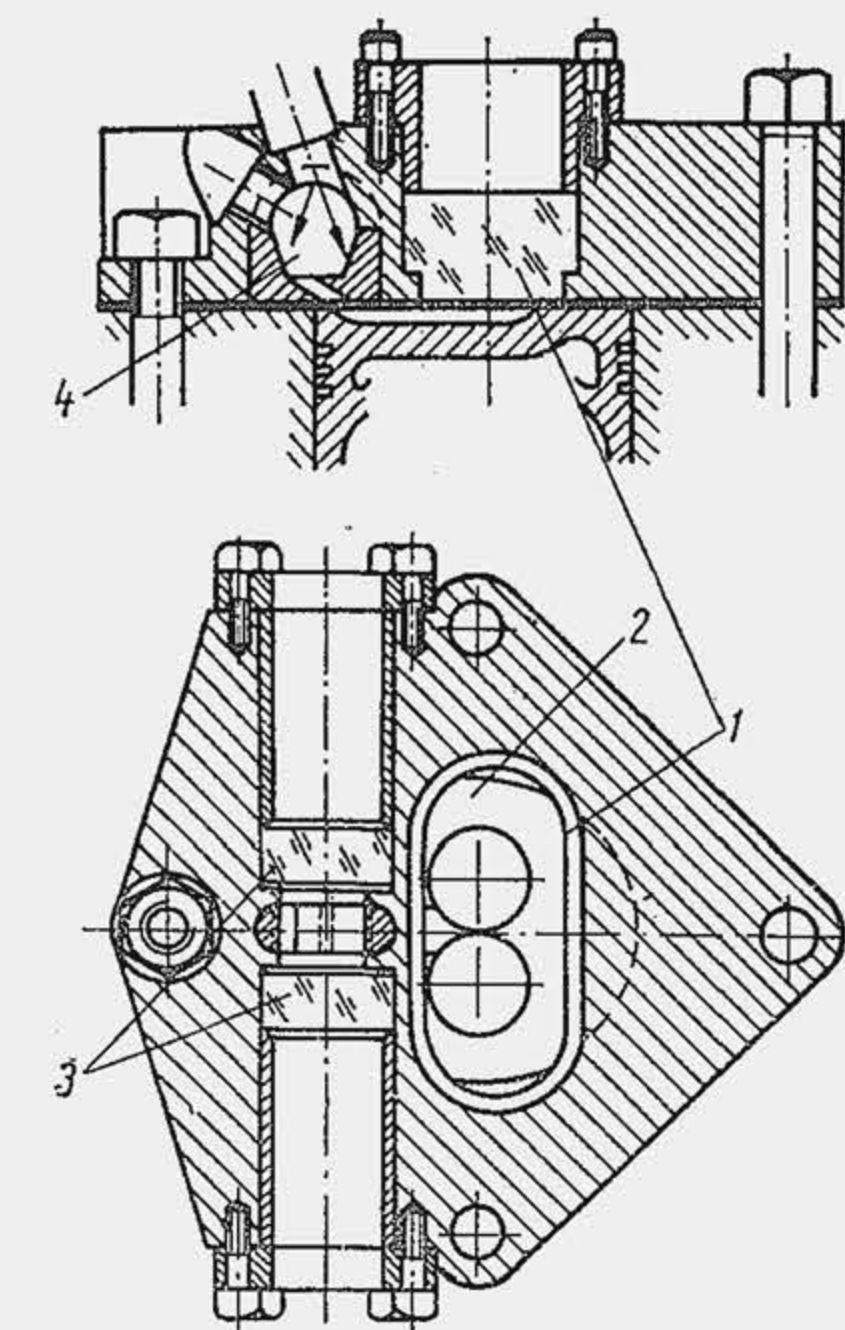


Fig. 6.42. Secțiunea transversală prin chiulasa motorului cu cameră CSV, pregătită pentru filmare.

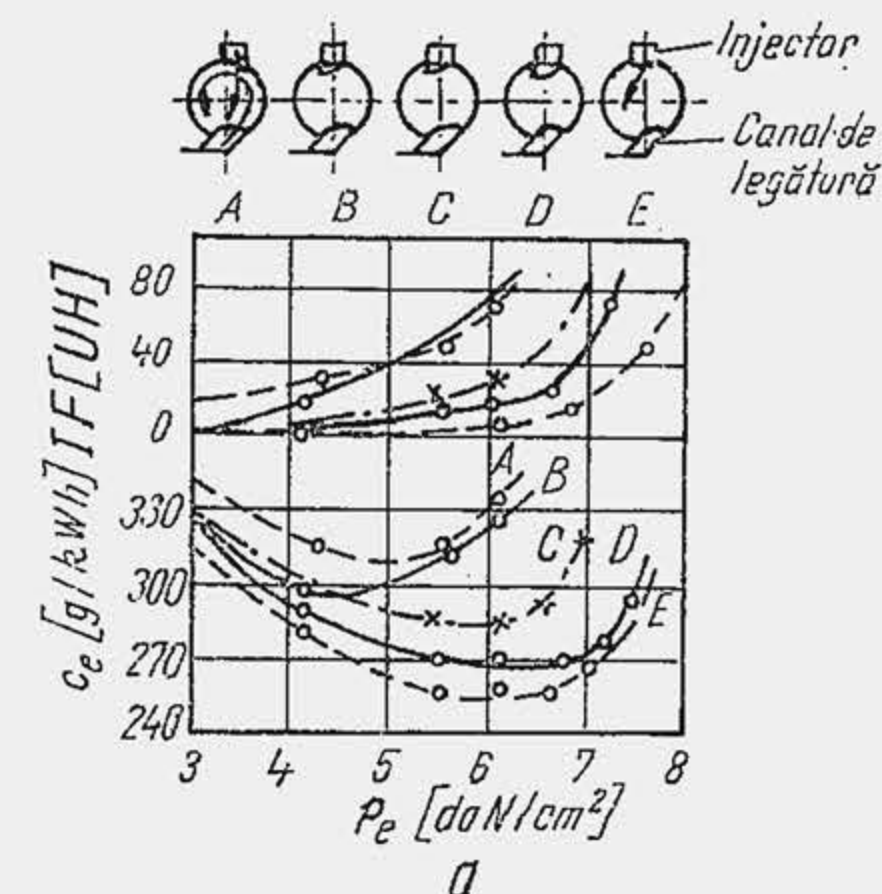


Fig. 6.44. Influența direcției jetului de combustibil în camera separată asupra unor performanțe (a) și variația presiunii în cilindru la camera de ardere unitară (1) și camera CSV (2); IF — indicele de fum, unități Hartridge.

$\tilde{m}_c$ , dar se găsește numai 1/2 din cantitatea de aer). La trecerea flăcării prin canal în cilindru (cadru 5 și următoarele) sub formă de jet, în urma creșterii de presiune în camera separată, flacăra se amestecă împreună cu aerul și arde complet (urmele verzi, acolo unde carbonul a ars complet). Pentru ca picăturile de combustibil să fie antrenate într-o mișcare circulară, jetul trebuie să pătrundă în compartimentul separat în sensul de mișcare a curentului și nu împotriva curentului, deoarece în acest fel se dezorganizează și se compromite amestecarea completă cu aerul (cerință asemănătoare ca la camera CSP). Influența direcției jetului asupra consumului specific  $c_e$  și indicelui de fum (scara Hartridge) se arată în figura 6.44, a. Varianta A este cea mai puțin potrivită, deoarece jetul, injectat împotriva vîrtejului este spart de acesta, iar picăturile de combustibil se distribuie dezordonat în cameră; la periferie rămîne un strat de aer neutilizat, iar în centru se formează doze bogate, ceea ce amplifică indicele de fum. Varianta E, cu jetul în direcția curentului de fluid motor, dă rezultatele cele mai bune.

Camera Comet III prezintă o particularitate: corpul purtător de canal 2 (piesa detașabilă, v. fig. 6.41) este adus la temperaturi relativ mari (inserție caldă în CS). În acest scop, corpul se reazemă la exterior pe o suprafață inelară îngustă. Neavînd contact cu peretele răcit al chiulasei, corpul canalului se încălzește pînă la  $550^\circ\text{C}$ , în timpul funcționării (se confecționează din material termorezistent). În cursa de comprimare, fluidul motor vine în contact cu suprafața fierbinte a canalului, se încălzește și ușurează vaporizarea și oxidarea combustibilului. Întîrzierea la autoaprindere se micșorează și rămîne mică chiar la turații ridicate (la creșterea turației de la 2 000 la 4 000 rot/min,  $\Delta\alpha_a$  a crescut de la  $7$  la  $12^\circ\text{RA}$ ). Turația maximă apare mai puțin restrictivă; s-a atins 5 000 rot/min la un motor din producția de serie. În comparație cu un motor cu cameră unitară, presiunea maximă în cilindru la camera CSV și  $\dot{p}$  au valori moderate (fig. 6.44, b). Motorul cu cameră CSV funcționează mai liniștit, cu zgomote și trepidații mai reduse.

Pentru a atinge raportul optim de vîrtej  $\Omega_{opt}$  definit de cerințele funcționale, proiectantul acționează asupra dimensiunilor și poziției compartimentului separat de vîrtej. Raportul de vîrtej în CS se calculează pe bază principiului conservării momentului cinetic.



Se admite că momentul cinetic  $K_{cs}$  al fluidului motor din compartimentul separat, în raport cu centrul  $O$  al acestuia, este egal cu momentul cinetic  $K_0$  al fluidului motor care trece prin canal în raport cu același centru  $O$ :  $K_{cs} = K_0$ . Se calculează separat fiecare din cele două mărimi cu notațiile din figura 6.45, a. Masa elementară  $dm_x$  din CS cuprinsă în inelul de grosime  $dx$ , care se rotește cu  $\dot{\omega}^*$  are momentul cinetic elementar  $dK_{cs} = W_x \cdot x \cdot dm_x$ , unde  $W_x = x\dot{\omega}^*$  este viteza tangențială la distanța  $x$  de centrul  $O$ . Prin definiție  $dm_x = \rho_{cs} dV_x$ ; se admite că densitatea  $\rho_{cs}$  este aceeași cu densitatea  $\rho_a$  din întregul volum  $V_a$  al cilindriului, la unghiul curent  $\alpha$ , adică  $\rho_{cs} = \rho_a$ . Întrucît masa fluidului motor în comprimare este invariabilă rezultă  $m_{fm} = \rho_a V_a = \rho_a V_{cs}$  sau  $\rho_a = \rho_{cs} (V_{cs}/V_a)$  indicele  $a$  definind volumul și densitatea la finele admisiunii. Rezultă:  $dm_x = \rho_a (V_a/V_{cs}) dV_{cs}$  iar momentul cinetic elementar  $dK_{cs} = x\dot{\omega}^* \cdot \rho_a (V_a/V_{cs}) dV_{cs} = \rho_a \dot{\omega}^* (V_a/V_{cs}) x^2 dV_{cs}$ . La un unghi  $\alpha$  rezultă

$$K_{cs} = \rho_a \dot{\omega}^* (V_a/V_{cs}) \int_0^{R_{cs}} x^2 dV_{cs},$$

unde integrala reprezintă momentul de inerție al volumului  $I = aR_{cs}^2 V_{cs}$  ( $a = 0,4$  pentru camera cilindrică;  $a = 0,5$  pentru camera sferică). Se substituie  $V_{cs}$  din relația (10.10) și se aplică artifiiciul  $V_{cs}/V_s = (V_{cs}/V_c) \cdot (V_c/V_s) = (V_{cs}/V_c)/(\varepsilon - 1)$ . În final se obține

$$K_{cs} = 2\rho_a \dot{\omega}^* aR_{cs}^2 \frac{(V_{cs}/V_c) \cdot V_a}{(\varepsilon - 1) \sigma_\alpha}. \quad (6.8)$$

Momentul cinetic elementar al elementului de masă  $dm_0$  care trece prin orificiul de legătură cu viteza  $W_0$  este  $dK = W_0 R_t dm_0$ , unde  $R_t$  este distanța de la axa orificiului la centrul  $O$ . Pentru calculul vitezei  $W_0$  se face ipoteza că reducerea relativă a volumului  $V_{cs}$  este

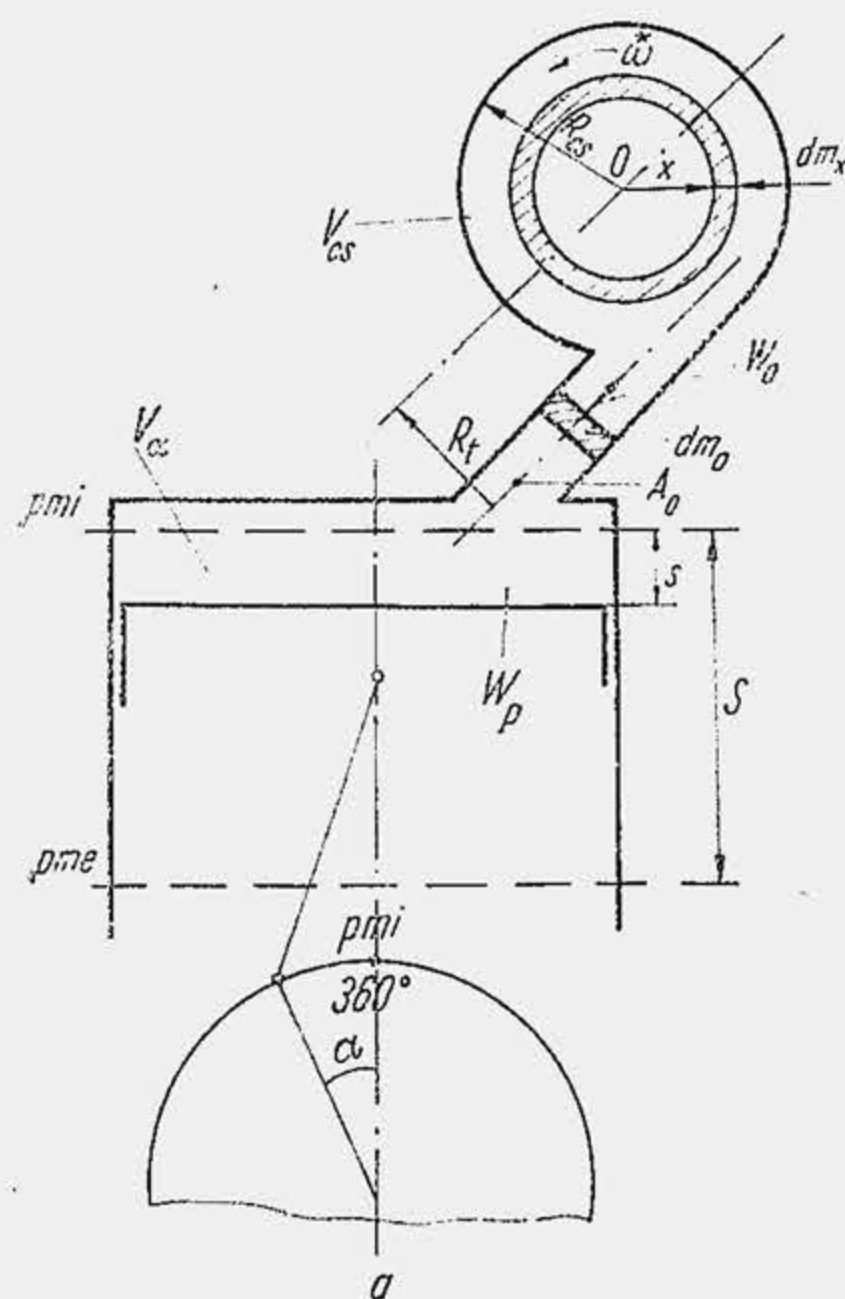


Fig. 6.45. Schema camerei CSV pentru determinarea raportului de vîrtej (a) și variația vitezelor în apropierea  $p_{mi}$  (b).

egală cu creșterea relativă a volumului  $V_{cs}$ , adică  $dV_{cs}/V_{cs} = dV_c/V_c$ . Variațiile elementare se definesc pe baza ecuației de debit:  $dV_{cs} = A_0 W_0 d\tau$ ;  $dV_c = A_D W_P d\tau$  unde  $A_0$  este aria secțiunii orificiului;  $A_D$  — aria transversală a cilindriului iar  $W_P$  — viteza pistonului. Prin substituție se obține  $W_0 = (A_D/A_0) \cdot (V_{cs}/V_c) \cdot W_P$ . Ținînd seama de relația (10.10),  $V_{cs} = 0,5 V_s \sigma_\alpha$  și de relația (10.21),  $W_P = r \cdot \omega \dot{\sigma}_\alpha^* = 0,5 S \omega \dot{\sigma}_\alpha^*$  folosind din nou artifiiciul  $V_{cs}/V_s = (V_{cs}/V_c)/(\varepsilon - 1)$ , rezultă:

$$W_0 = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{A_D}{A_0} \cdot \frac{V_{cs}}{V_c} \cdot S \omega \frac{\dot{\sigma}_\alpha^*}{\sigma_\alpha}, \quad (6.9)$$

relație care arată că  $W_0$  trece printr-un maxim în apropiere de  $p_{mi}$  (fig. 6.45, b), la aproximativ  $335^\circ RA$  ( $W_{0max} \simeq 140$  m/s) și se anulează în  $p_{mi}$  cînd pistonul este în repaus. Masa elementară  $dm_0$  se stabilește din ecuația debitului  $dm_0 = A_0 W_0 \rho_a d\tau$ . Substituind pe  $\rho_a$  și pe  $\tau$  ( $d\tau = d\alpha/\omega$ ), rezultă  $dm_0 = A_0 W_0 \rho_a (V_a/V_{cs}) \cdot d\alpha/\omega$  care se introduce în relația lui  $dK_0$  împreună cu  $W_0$  din (6.9). Se operează simplificările ținînd seama că  $V_{cs} = 0,5 V_s \sigma_\alpha$  din (10.10) și se integrează momentul cinetic elementar. Rezultă

$$K_0 = 2\rho_a R_t \omega \frac{1}{A_0} \cdot \frac{(V_{cs}/V_c)^2 V_a V_s}{(\varepsilon - 1)^2} \int_{180}^{360} (\dot{\sigma}_\alpha^*/\sigma_\alpha^3) d\alpha. \quad (6.10)$$

Se egalează relațiile (6.8) cu (6.10) și se obține

$$\frac{\dot{\omega}^*}{\omega} = \frac{R_t}{aR_{cs}^2} \cdot \frac{1}{A_0} \cdot V_{cs} \sigma_\alpha I_\alpha, \quad (6.11)$$

unde  $I_\alpha$  este integrala din relația (6.10) și se calculează prin metoda diferențelor finite

$$\frac{dI_\alpha}{d\alpha} = \frac{(\dot{\sigma}_\alpha^*)^2}{\sigma_\alpha^3} = \frac{\Delta I_\alpha}{\Delta \alpha} = \frac{I_\alpha - I_{\alpha - \Delta \alpha}}{\Delta \alpha},$$

sau

$$I_\alpha = I_{\alpha - \Delta \alpha} + (\dot{\sigma}_\alpha^*/\sigma_\alpha^3) \Delta \alpha. \quad (6.12)$$

Alegînd pasul de integrare  $\Delta \alpha = 2 \dots 5^\circ RA$  se obține  $I_\alpha$ .

Se observă că raportul de vîrtej  $\Omega_c = \dot{\omega}^*/\omega$  atinge valoarea maximă în apropierea  $p_{mi}$  (fig. 6.45, b) și se menține la un nivel ridicat, în virtutea inerției, pînă la  $p_{mi}$ , ceea ce este esențial pentru formarea amestecului. Relația (6.11) arată că se poate obține un  $\Omega_c$  sporit dacă se mărește volumul  $V_{cs}$  și se micșorează  $A_0$ ;  $R_t$  variază în limite restrînse;  $R_{cs}$  se corelează cu  $V_{cs}$ . Experimental s-a arătat că, valoarea optimă a lui  $\Omega_c$  calculată cu relația (6.11) este  $\Omega_{c opt} \simeq 40$  (fig. 6.46, a). Pentru  $\Omega_c > 40$  se intensifică pierderile de căldură; pentru  $\Omega_c < 40$ , amestecarea cu aerul este incompletă. Se observă că  $\Omega_{c opt}$  este de două ori mai mare decît  $\Omega_{opt}$ , determinat din considerente funcționale, ceea ce atrage atenția asupra simplificărilor admise, atît în ceea ce privește metoda de calcul (de exemplu, nu s-a luat în considerare frecarea gazului cu peretele) cît și cerințele funcționale (în loc de  $\Delta \alpha_j$ , ar trebui să se considere  $\Delta \alpha_d$ ,  $\Delta \alpha_d < \Delta \alpha_j$ , deci  $\Omega_{opt}$  ar fi mai mare).



Dependența indicilor de perfecțiune ai MAC-ului de tipul camerei de ardere

Indicele de comparație	Cameră de ardere unitară		Cameră de ardere	
	A*	B**	cu CSV	cu CSP
Economicitatea	foarte mare	mare	medie	redușă
Dependența de turație	foarte mare	medie	redușă	neînsemnată
Calitatea funcționării	violentă	liniștită	liniștită	foarte liniștită
Anconbrament și greutate	ridicate	medii	medii	medie
Putere litrică	mică	medie	ridicată	ridicată
Pornirea	ușoară	medie	dificilă	f. dificilă
Sistemul de injecție	complicat	simplu	simplu	f. simplu
Calitatea combustibilului	superioară	medie	medie	inferioară
Ușurința în schimbarea regimurilor de funcționare	redușă	medie	medie	superioară
Indicele de fum	ridicat	mediu	reduș	mediu
Durabilitatea	redușă	ridicată	ridicată	ridicată
Prețul de cost	ridicat	mediu	mediu	mediu
Cheltuieli în exploatare	ridicate	medii	reduse	reduse

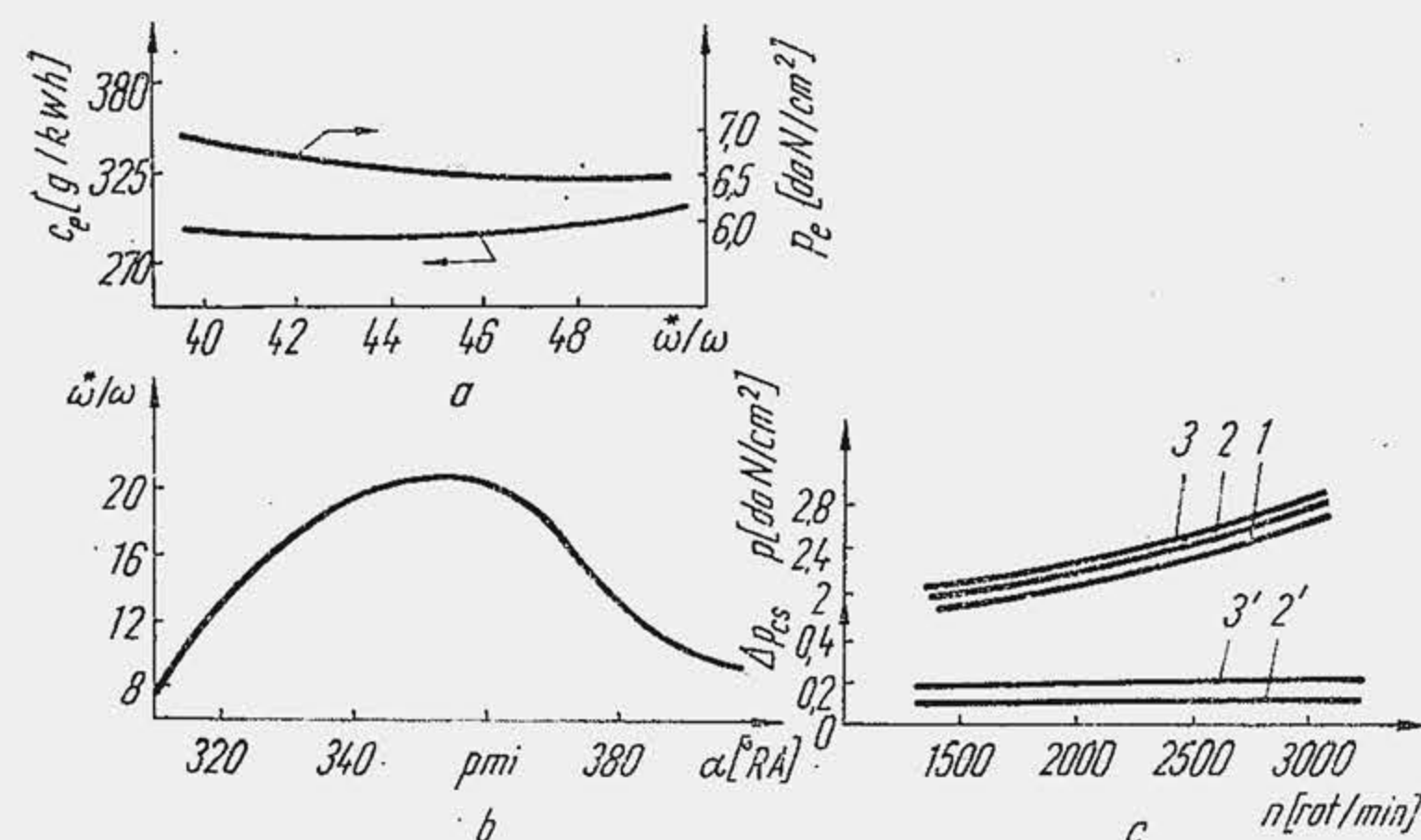
\*) Cameră unitară cu distribuția combustibilului în volum;

\*\*) Cameră unitară cu distribuția combustibilului în peliculă.

riația debitului de combustibil prin cele două orificii se arată în figura 6.47, b. În acest fel, la pornire, combustibilul este injectat în centrul camerei de ardere, deci în zona mai caldă, ceea ce ușurează pornirea; la funcționarea în regim pilotul de combustibil se autoaprinde și ușurează autoaprinderea restului din doză.

Se compară indicii de perfecțiune ai motoarelor, determinați de cele trei tipuri fundamentale de camere de ardere (tab. 6.3).

1) *Economicitatea*, măsurată prin randamentul efectiv sau consumul specific efectiv de combustibil, se arată a fi puternic dependentă de arhitectura camerei de ardere. În general, camerele împărțite au suprafețe de schimb de căldură mai mari decât camerele neîmpărțite, de aceea conduc la pierderi de căldură mai importante. La aceasta se adaugă energia consumată pentru realizarea mișcării organizate și dezorganizate a fluidului motor. La camerele împărțite, întârzierea la autoaprindere se consumă în camera separată, de aceea creșterea de presiune în cilindru este mai moderată. Considerând raportul de creștere a presiunii  $\pi$  ca un parametru care ilustrează gradul de ardere izocoră, rezultă că sub acest aspect camerele împărțite sînt dezavantajate, valorile cele mai ridicate ale lui  $\pi = 1,8 \dots 2,2$  realizîndu-se de către camerele unitare, la care arderea se desfășoară integral în cilindru. Cele menționate explică economicitatea mai ridicată a camerelor de ardere neîmpărțite ( $c_e = 212 \dots 258 \text{ g/kWh} = 156 \dots 190 \text{ gf/CPh}$ ), față de camerele de ardere cu compartiment separat de vîrtej sau de preardere

Fig. 6.46. Raportul de vîrtej optim și pierderile prin frecare la camera unitară (1) și CSV (2, 2' -  $A_0 = 1,4 \text{ cm}^2$ ; 3, 3' -  $A_0 = 0,7 \text{ cm}^2$ ).

Pe baza datelor experimentale (măsurători cu anemometrul și determinări după fotoînregistrările în culori) s-a stabilit că în camera Comet V în jurul  $p_{mi}$ ,  $\Omega = 20$  (fig. 6.46, b).

Pierderile gazodinamice pentru camera CSV se determină ca și pentru camera CSP. Se observă că (fig. 6.46, c)  $\Delta p_{cs}$  este de cîteva ori mai mic, deoarece  $A_0$  este de 10...15 ori mai mare și reprezintă circa 5...8% din  $p_{rp}$ .

Camera CSV, ca și camera CSP, produce dificultăți mari la pornirea motorului rece, din cauza mișcării intense a fluidului motor. În mod frecvent se utilizează „bujia” cu fir cald (detaliul 4, v. fig. 6.41): rezistența electrică (firul cald) plasată în compartimentul separat este adusă la incandescență, la pornire și încălzește fluidul motor.

O soluție rațională o constituie injectorul de tip Pintaux. La un injector de construcție normală (fig. 6.47, a) se execută sub scaunul acului un orificiu lateral înclinat 1. La ridicarea acului, cît timp vîrfurile lui rămîne în orificiul pe care-l controlează, combustibilul se descarcă numai prin orificiul auxiliar, deoarece oferă o secțiune de trecere mai mare cu rezistențe hidraulice mici. Astfel, prin orificiul lateral trece un pilot de combustibil, îndreptat spre partea centrală a camerei. După ce partea ajustată a acului iese din orificiul controlat, se produce injecția fracțiunii principale din doză, prin orificiul central. Raportul dintre cantitățile de combustibil injectate prin orificiul lateral și cel principal variază cu turația motorului, ceea ce are o deosebită importanță pentru ușurarea pornirii. Astfel, la pornire turația pompei de injecție este scăzută și viteza pistonului-sertar redusă. Acul injectorului se ridică încet, iar fracțiunea cea mai mare din doză trece în camera de ardere prin orificiul secundar. La funcționarea în regim, acul se ridică repede iar fracțiunea principală din doză trece în camera de ardere prin orificiul central. Va-

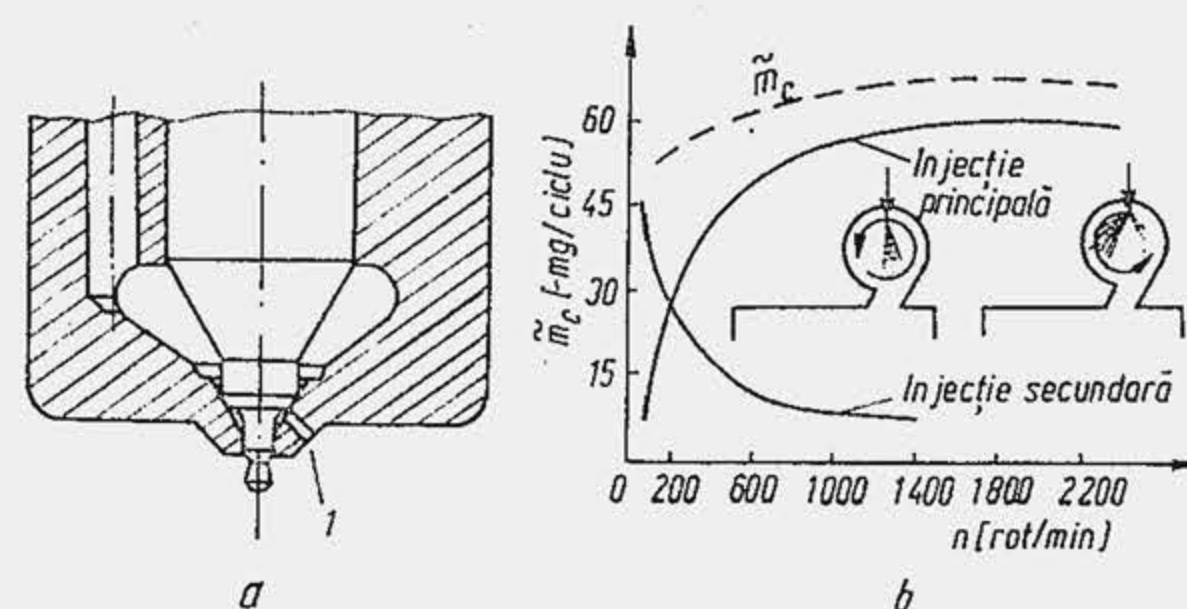


Fig. 6.47. Influența pulverizatorului Pintaux asupra jetului.



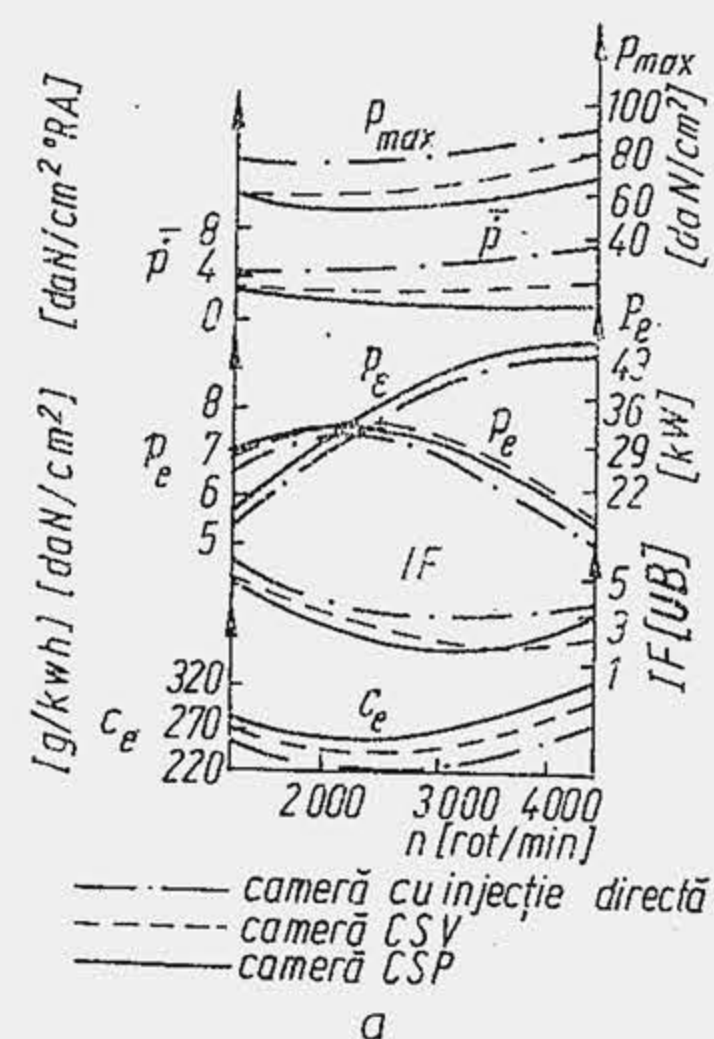


Fig. 6.48. Compararea unor indici de performanță ai unui motor echipat succesiv cu trei camere de ardere:

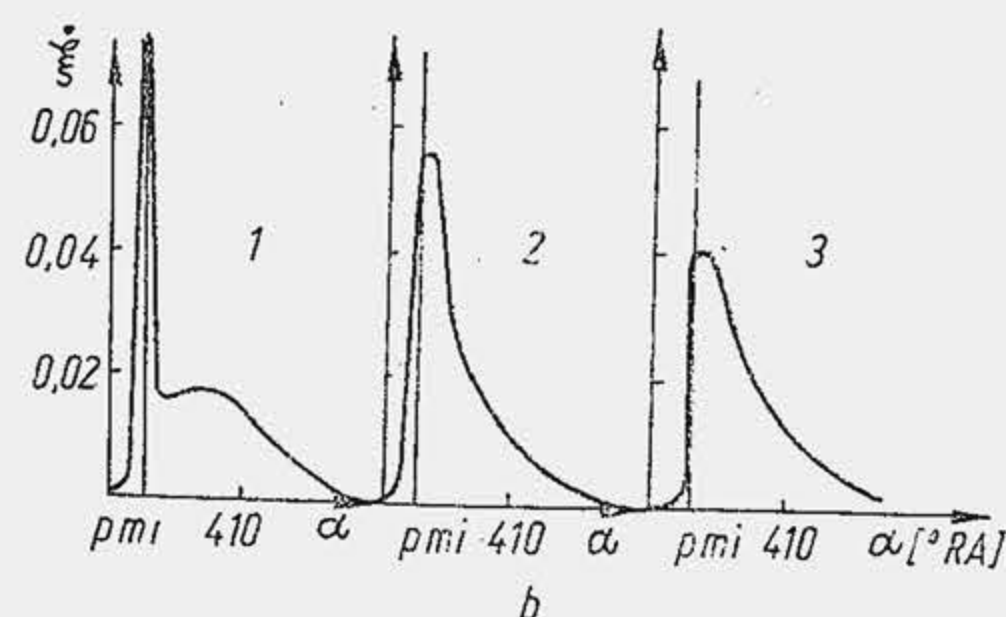
1 — cameră unitară; 2 — cameră CSV; 3 — cameră CSP.

( $c_e = 245 \dots 286$  g/kWh =  $180 \dots 210$  gf/CPh). Experimentările efectuate cu un motor Deimler—Benz pentru autovehicule, avînd cilindreea de 2 l, prevăzută succesiv cu cele trei tipuri de cameră de ardere, arată că (fig. 6.48, a) în raport cu indicii  $c_e$ ,  $p_{max}$  și  $\bar{p}$ , camera unitară și camera CSP se află în opoziție, prima realizînd cel mai mic consum specific de combustibil. Economicitatea sporită constituie principalul avantaj al camerelor unitare, pe această cale micșorîndu-se cheltuielile pentru combustibil în exploatare. Pentru simplitatea constructivă camerele împărțite s-au răspîndit pe motoarele de autovehicule în deceniile 4 și 5; în ultimele două decenii camerele unitare, practic le-au înlocuit, la motoarele de autobuze și autocamioane, pentru consumul mai mic de combustibil. În ultimul deceniu, camera împărțită a revenit în atenție, dar cu aplicație la motoarele rapide de turism (v. par. 25.3).

2) *Dependența de turație.* Datorită intensității mișcării organizate a fluidului motor în camerele împărțite, procesul de formare a amestecului este mai activ și necesită un timp mai redus. Camerele împărțite au permis recent realizarea unor turații înalte pînă la 4 000...5 000 rot/min (în anul 1977 a intrat în fabricația de serie motorul GOLF pentru un turism Volkswagen, cu turația nominală de 5 000 rot/min, echipat cu cameră CSV).

În general, la MAC-urile cu camere unitare, procesul de ardere manifestă o dependență mai accentuată de turație (turațiile nominale sînt limitate la 2 000...2 500, cu excepția camerelor MAN și TNIDI la care s-au realizat 3 500, respectiv 4 000 rot/min) deoarece  $\Omega \approx 10$ , iar la motorul cu cameră CSV,  $\Omega \approx 20 \dots 40$ .

3) *Zgomote și mers trepidant.* Motoarele cu cameră de ardere unitară A înregistrează viteze mai mari de creștere a presiunii ( $\bar{p} = 5 \dots 15$  daN/cm<sup>2</sup>°RA) față de motoarele cu cameră împărțită și camera unitară B ( $\bar{p} = 2,5 \dots 5$  daN/cm<sup>2</sup>°RA). Din această cauză măsurători de zgomot efectuate pe același motor, funcționînd cu cameră unitară și cameră CSV, indică în primul caz o creștere a intensității zgomotelor cu 3...4 dB. Din același motiv motoarele cu camere unitare au un mers mai trepidant. Caracteristica de degajare a căldurii situează din nou camera unitară A și camera CSP la extremități (fig. 6.48, b).



4) *Ancombramentul și masa motoarelor* depind, pe de o parte, de coeficientul de dozaj pe de altă parte de presiunea maximă din ciclu. Întrucît mișcarea organizată a aerului este extrem de deficitară la camerele unitare în raport cu cele împărțite, pentru ameliorarea procesului de ardere, primele utilizează valori sporite ale coeficientului de dozaj la limita de fum —  $\lambda_{LF} = 1,38 \dots 1,55$  față de ultimele —  $\lambda_{LF} = 1,24 \dots 1,38$ . Evident litrajele primelor sporesc în aceeași proporție, iar dimensiunile motorului cresc. La aceasta se adaugă solicitările mecanice sporite ale motoarelor cu camere de ardere unitare —  $p_{max} = 65 \dots 90$  daN/cm<sup>2</sup> față de  $40 \dots 60$  daN/cm<sup>2</sup> la camerele împărțite. Această împrejurare ca și prima conduce la creșterea masei motorului.

5) *Puterea litrică.* Avînd randamente mai ridicate, motoarele cu camere de ardere unitare realizează presiuni medii efective sporite față de motoarele cu camere de ardere împărțite ( $6 \dots 8,5$  daN/cm<sup>2</sup> față de  $5,5 \dots 7$  daN/cm<sup>2</sup>). Acestea din urmă însă, avînd nivelul turației maxime mult superior, și în plus, cilindreea mai mică datorită valorilor reduse ale lui  $\lambda$ , realizează o putere litrică superioară. Se menționează că pentru motoarele rapide cu cameră CSV sau CSP s-a ajuns recent la puteri litrice între 30 și 40 CP/l.

6) Din punctul de vedere al *ușurinței la pornire*, motoarele cu cameră de ardere unitară se situează pe primul loc deoarece avînd suprafața redusă, pierderile de căldură sînt minime. Totodată se adaugă faptul că la camerele unitare, mișcarea gazelor este mai puțin intensă, coeficientul de convecție are valori inferioare, și se reduc mai mult pierderile de căldură. Dintre toate camerele de ardere, camera CSP creează dificultățile cele mai mari la pornire.

7) *Sistemul de injecție.* Camerele unitare A impun utilizarea unor presiuni de injecție înalte ( $350 \dots 500$  daN/cm<sup>2</sup>) deoarece energia necesară pentru formarea amestecului este determinată, în special, de viteza jetului de combustibil. Este necesară o pulverizare fină și omogenă, o dispersie și o penetrație mare a jetului. Injectorul trebuie să aibă mai multe orificii. La camerele împărțite și camera unitară B presiunea de injecție poate fi mult redusă: la camera CSV este  $120 \dots 150$  daN/cm<sup>2</sup>, iar la camera CSP chiar  $60 \dots 120$  daN/cm<sup>2</sup>, datorită pulverizării suplimentare pe care o realizează orificiile înguste de legătură. În ultimul caz, injectorul poate avea un singur orificiu cu dimensiuni mari pentru a obține un jet compact cu penetrație mare. Ca urmare, sistemul de injecție al camerelor unitare A va avea o construcție mai complicată, un cost mai ridicat, se va uza mai repede și va suferi defecțiuni mai frecvente în exploatare.

8) *Combustibilul.* Camerele unitare sînt foarte sensibile la calitatea combustibilului. Modificarea proprietăților fizice — viscozitatea, tensiunea superficială — afectează calitățile de pulverizare, care sînt esențiale pentru motor. Reducerea cifrei cetanice de la 80 la 10 unități conduce la o sporire a vitezei medii de creștere a presiunii de  $5 \dots 6$  ori, de la 2 la circa  $12$  daN/cm<sup>2</sup>°RA. Camerele CSV și CSP, datorită inserției calde de metal și mișcărilor intense ale gazelor au o dependență redusă față de proprietățile fizico-chimice ale combustibilului. De aceea, camerele împărțite utilizează combustibili mai ieftini.

9) *Ușurința la schimbarea regimurilor de funcționare* reprezintă proprietatea motorului de a trece rapid de la un regim de sarcină și turație la altul. Motoarele cu cameră de ardere împărțită trec cu ușurință de la un regim de funcționare la altul, întrucît procesul de ardere depinde în mai



mică măsură de sarcină și turație; din această cauză ele au o comportare superioară în regim de accelerare.

10) *Fumul* din gazele de evacuare are o intensitate mai redusă la camele împărțite, mai ales la mersul în sarcini mici.

11) *Durabilitatea motoarelor* depinde în parte de arhitectura camerei de ardere. În general presiunile maxime din cilindru fiind mai reduse la camele de ardere împărțite și mai ales la camerele CSP rezultă o micșorare a solicitărilor mecanice și o reducere a uzării motorului.

12) *Costul* depinde de cantitatea și calitatea materialelor utilizate și de nivelul tehnologic de fabricație a motorului. Sub acest aspect, motoarele cu camere de ardere împărțite, care realizează presiuni maxime mai mici, vor fi în general mai avantajoase.

13) *Cheltuielile de exploatare tehnică* sînt mai reduse la motoarele cu camere de ardere împărțite, deoarece întreținerea instalațiilor de injecție cu presiuni reduse este mult mai ușoară și mai ieftină și nu pretinde o pregătire tehnică ridicată personalului de servicii.

Alegerea uneia sau alteia dintre camerele de ardere este determinată în mare măsură de destinația motorului.

**Camerele de ardere hibrid** reprezintă soluții care îmbină proprietățile a cîte două din cele trei mari clase de camere menționate anterior:

— camera de ardere împărțită cu cameră CSV și cu injecție directă este o cameră de ardere mixtă (fig. 6.49, *a*), care conferă motorului calitățile ambelor camere studiate. La această cameră de ardere, un jet pătrunde în camera separată de vârtej, iar al doilea în camera propriu-zisă;

— camera de ardere împărțită cu cameră CSP și CSV reprezintă o cameră mixtă în care predomină trăsăturile fiecăreia din cele două tipuri de camere. Astfel, la camera CSP (*b*) se realizează o oarecare mișcare de vârtej (*c*), care ușurează deplasarea jetului de combustibil spre orificiul de legătură; la camera de ardere folosită pe unele motoare rapide Perkins (*d*), compartimentul separat de vârtej are peretele opus mai plat, ceea ce amortizează mișcare de vârtej, iar canalul de legătură ia forma unui orificiu îngust, care contribuie la pulverizarea suplimentară a combustibilului;

— camera de ardere împărțită cu compartimente separate de rezervă de aer reprezintă un tip mai vechi de cameră de ardere. Camera de ardere (*e*) este formată din două compartimente separate legate printr-un canal larg 2. Spre deosebire de camerele precedente injectorul este montat în camera principală 3, iar jetul de combustibil 1 este orientat spre compartimentul separat. Jetul de combustibil se aprinde la intrarea în compartimentul separat, iar creșterea de presiune și temperatură determină expulzarea aerului cu mare viteză împotriva jetului de combustibil cu care se amestecă.

#### 6.4.4. INFLUENȚA NATURII COMBUSTIBILULUI

Perioada întârzierii la autoaprindere este strîns influențată de proprietățile fizico-chimice ale combustibilului. Componenta fizică stă îndeosebi sub controlul viscozității, tensiunii superficiale și compoziției fracționate, iar componenta chimică sub controlul structurii moleculare.

Combustibilul cu cifră cetanică redusă, deci cu o rezistență mare la autoaprindere, conduce la o funcționare violentă a motorului, prin creșterea componentei chimice  $\tau_{ac}$ , ceea ce se ilustrează prin sporirea presiunii pe lagăre la scăderea cifrei cetanice, creșterea considerabilă a timpului de pornire (tab. 6.4), intensificarea formării de depozite în camera de ardere

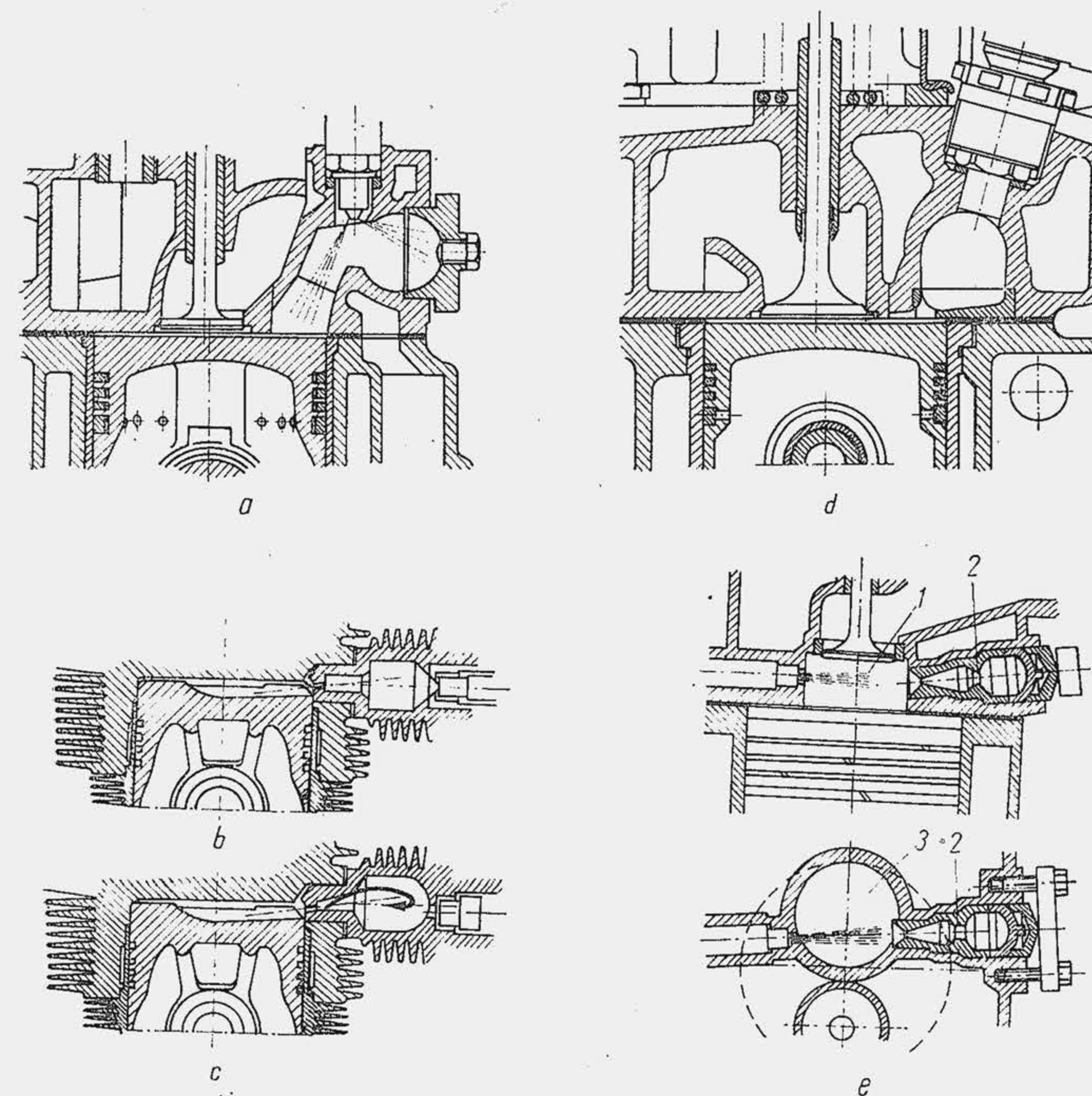


Fig. 6.49. Camere de ardere hibrid.

și a fumului din gazele de evacuare. Sporirea cifrei cetanice este prohibitivă în domeniul valorilor mari. Încercări experimentale arată că o creștere a cifrei cetanice de la 55 la 77 unități conduce la mărirea consumului specific de combustibil, ceea ce se explică prin ușurința mare la descompunere a acestor combustibili, care formează carbon liber în camera de ardere și este îndepărtat

Tabela 6.4

Influența cifrei cetanice asupra presiunii pe lagăr și duratei de pornire

Cifra cetanică	Presiunea pe lagăr, [daN/cm <sup>2</sup> ]	Timpul necesar pornirii, [s]
60	165	—
53	—	3
50	170	—
40	190	—
38	—	45...50
30	216	—



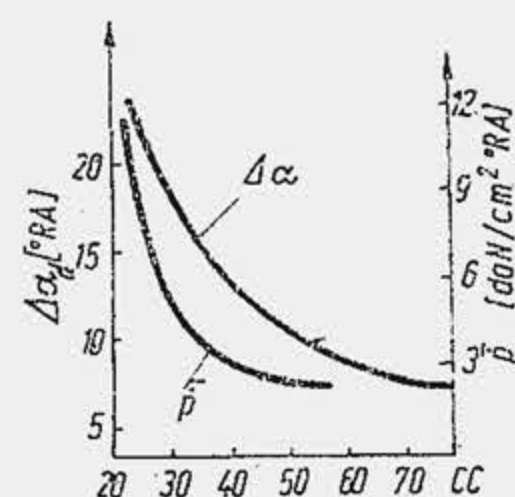


Fig. 6.50. Influența cifrei cetanice asupra unor parametri caracteristici.

## 6.5. CALCULUL PROCESULUI DE ARDERE

Calculul procesului de ardere în MAC se efectuează ca și în MAS pe baza unor ipoteze simplificatorii. Modelul de calcul propus de autor la MAS, care consideră că arderea se desfășoară după patru evoluții termodinamice (v. fig. 5.69), corespunde satisfăcător și procesului de ardere din MAC. Arderea se declanșează cu avans față de  $p_{mi}$  (în punctul  $d$ ) și decurge în două faze: faza arderii rapide reprezentată de evoluțiile  $d - c$  și  $c - y$ , faza moderată reprezentată de evoluțiile izobară ( $y - y'$ ) și izotermă ( $y' - t$ ). Spre deosebire de MAS, fracțiunea principală din căldura disponibilă nu se degajă în prima fază, ci în a doua fază. Ecuația de bilanț energetic (5.22) rămâne valabilă și se transcrie încă o dată pentru a ușura expunerea:

$$Q_u/v_{ai} + \bar{C}_{vai}(T_a - T_0) = -8,314(T_c - T_a)/(m_{ac} - 1) + \mu_t \bar{C}_{vga}(T_y' - T_0) + 8,314\mu_t(T_y - T_c)/(1 - m_{cy}) + 8,314\mu_t(T_y' - T_y) + 8,314\mu_t T_y' \ln \delta_{y't}. \quad (6.13)$$

Membrul drept al ecuației cuprinde șase necunoscute:  $T_c$ ,  $T_y$ ,  $T_y'$ ,  $m_{ac}$ ,  $m_{cy}$ ,  $\delta_{y't}$ . Se simplifică ecuația (6.13) pînă la două necunoscute, considerînd că arderea decurge (fig. 6.51) izocor-izobar (evoluțiile  $c - y$ ,  $y - y'$ ). În acest caz se anulează lucrurile mecanice  $L_{ac} = 0$ ,  $L_{cy} = 0$ ,  $L_{y't} = 0$  și dispar cei trei termeni care le corespund; rezultă  $T_a = T_c$ .

Se scriu ecuațiile de stare în  $c$  și  $y$  ( $p_y V_y = v_{ga} R T_y$ ;  $p_c V_c = v_{ai} R T_c$  și se împart:  $p_y/p_c = \mu_t T_y/T_c$ . Raportul  $p_y/p_c = \pi$  reprezintă acum raportul de creștere a presiunii (spre deosebire de rel. 5.35), iar  $T_y = \pi T_c/\mu_t$  se substituie în (6.13). Se scade din ambii membri ai ecuației termenul  $8,314\mu_t T_0$  se grupează termenii rămași și se obține ecuația simplificată a bilanțului energetic, analoagă relației (5.22 \*):

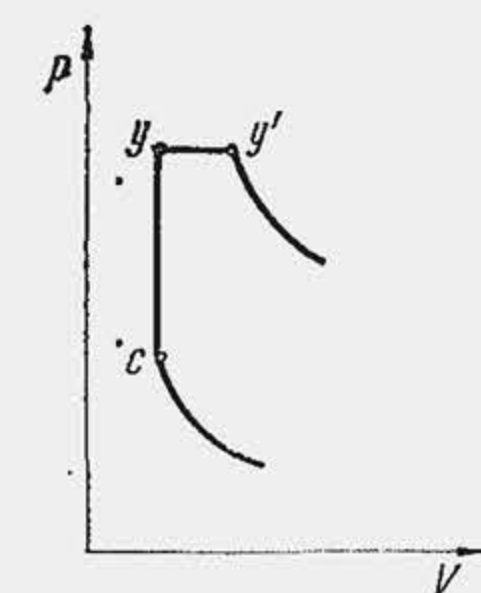


Fig. 6.51. Modelul arderii izocor-izobare.

$$Q_u/v_{ai} + \bar{C}_{vai}(T_c - T_0) + 8,314(\pi T_c - \mu_t T_0) = \mu_t \bar{C}_{vga}(T_y' - T_0), \quad (6.14)$$

care are două necunoscute:  $\pi$  și  $T_y'$ . Se alege  $\pi$  și se rezolvă ecuația în  $T_y'$ . Se observă că  $\bar{C}_{vga}$  [kJ/kmol K] =  $8,314 + \bar{C}_{vga}$  sau  $\bar{C}_{vga}$  [kcal/kmol K] =  $1,986 + \bar{C}_{vga}$ . Când  $\bar{C}_{vga} = a + bT_y'$ , ecuația (6.14) este de gradul II în  $T_y'$ . Dacă nu se adoptă simplificarea arătată, rămîne sistemul de 19 ecuații 5.23...5.41 cu 23 necunoscute.

Se aleg, ca și la MAS, patru dintre ele:  $\alpha_a$ ,  $\bar{p}$ ,  $\pi$  și  $\xi_p$ . Condiția de plasare simetrică a fazei violente este mai rar

Tabela 6.5

Parametrii procesului de ardere în MAC cu admisiune normală

Parametrul	Valorile	Parametrul	Valorile
$\beta$ [°RA]	20...40	$\alpha_y$ [°RA]	365...370
$\alpha_a$ [°RA]	345...360	$\xi_v$	0,2...0,5
$\bar{p}$ [daN/cm² °RA]	2...6	$\xi_p$	0,6...0,8
$\pi = (p_y/p_c)$	1,6...2,8	$T_y$ [K]	1800...2200
$\xi_u$	0,86...0,90	$\alpha_y' - \alpha_y$ [°RA]	5...20
$p_y$ [daN/cm²]	50...85	$\alpha_t$ [°RA]	380...400
$T_y$ [K]	1500...1800	$\bar{\xi}_r$ [%/°RA]	3...7
		$\bar{\xi}_m$ [%/°RA]	1,0...2,5

întîlnită la MAC, de aceea nu este aplicabilă ca la MAS. În schimb, dacă se precizează avansul  $\beta$  la declanșarea injectiei, se poate calcula  $\Delta\alpha_a$  cu relațiile (6.2) sau (6.3) și rezultă  $\alpha_a$ .

În tabela 6.5 se prezintă parametrii caracteristici ai arderii din MAC.

**Exemplul numeric 6.3.** Să se efectueze calculul arderii la un MAC pentru autocamion, cu cameră unitară care funcționează cu  $\lambda = 1,5$ ,  $\epsilon = 17$  coeficientul căldurii utile fiind  $\xi_u = 0,90$ .

**R.** Se alege  $\xi_p = 0,8$ ;  $\bar{p} = 3$  daN/cm² °RA;  $\pi = 2,0$ ;  $\alpha_a = 355$ °RA.

Se calculează cu relațiile (3.42) și (3.42 \*) pentru  $\alpha = \alpha_a$ :  $p_a = 30$  daN/cm²;  $T_a = 800$  K.

Se dă:  $\bar{C}_{vai} = 19,67 + 2,51 \cdot 10^{-3} T$  [kJ/kmol K];  $\bar{C}_{vga} = 23,24 + 2,11 \cdot 10^{-3} T$  [kJ/kmol K];  $Q_i = 41850$  kJ/kg (10000 kcal/kgf);  $v_i = 0,744$  kmol/kg;  $v_{ga} = 0,7777$  kmol/kg;  $\mu_t = 1,045$ ,  $\gamma_r = 0,02$ ;  $L_{min} = 0,496$  kmol/kg;  $p_a = 30$  daN/cm²,  $T_a = 800$  K.

Din relația (5.14) rezultă  $Q_u = 0,90 \cdot 41850 = 37665$  kJ/kg;

1) din (5.23):  $p_c = 30 + 3(360 - 355) = 45$  daN/cm²;

2) din (5.35):  $p_y = 2,0 \cdot 30 = 60$  daN/cm² iar din (5.24):  $\alpha_y = 360 + (60 - 45)/3 = 365$ °RA;

3) din (5.27)  $\delta_a = 1 + 0,9(17 - 1) \cdot 10^{-4}(360 - 355)^2 = 1,036$  iar din (5.28):  $\delta_y = 1 + 0,9(17 - 1) \cdot 10^{-4}(365 - 360)^2 = 1,036$ ;

4) din (5.25):  $m_{ac} = (\lg 45/30)/\lg 1,036 = 11,46$ , iar din (5.26):  $m_{cy} = -(\lg 60/45)/\lg 1,036 = -8,134$ ;

5) din (5.33):  $T_c = 800 \cdot 1,036^{11,46} = 1158$  K, iar din (5.34):  $T_y = 1158[1 + 3(365 - 360)/45]/(1,036/1,045) = 1530$  K;

6) din (5.36):  $Q_{ay} = 0,744(1 + 0,02)[1,045(23,24 + 2,11 \cdot 10^{-3} \cdot 1530)(1530 - 273) - (19,67 + 2,51 \cdot 10^{-3} \cdot 800)(800 - 273) - 8,314(1158 - 800)/(11,46 - 1) + 8,314 \cdot 1,045(1530 - 1158)]/(1 + 8,314) = 17767$  kJ/kg iar din (5.37)  $\xi_v = 17767/37665 = 0,47$ ;

7) din (5.38):  $0,8(1 - 0,47) \cdot 37665/0,744 \cdot (1 + 0,02) = 1,045[(8,314 + 23,24 + 2,11 \cdot 10^{-3} T_y') \cdot (T_y' - 273) - (8,314 + 23,24 + 2,11 \cdot 10^{-3} \cdot 1530) \cdot (1530 - 273)]$ , adică o ecuație de gradul II în  $T_y'$  care dă  $T_y' = 2053$  K; din (5.39):  $\delta_{yy'} = 2053/1530 = 1,342$ , din (5.31):  $\delta_y = 1,342 \cdot 1,036 = 1,39$ ;

8) din (5.40):  $\delta_{y't} = \exp[(1 - 0,8)(1 - 0,47) \cdot 37665/8,314 \cdot 1,045 \cdot 0,759 \cdot 2053] = 1,343$ ; din (5.32):  $\delta_t = 1,343 \cdot 1,342 \cdot 1,036 = 1,867$ ;



9) din (5.29):  $\alpha_{y'} = 360 + [(1,39 - 1)/0,9(17 - 1) \cdot 10^{-4}]^{0,5} = 376,4^\circ\text{RA}$ , iar din (5.30):  $\alpha_t = 360 + [(1,867 - 1)/0,9(17 - 1) \cdot 10^{-4}]^{0,5} = 384,5^\circ\text{RA}$ ;

10) parametrii punctului  $t$  sînt:  $T_t = T_{y'} = 2053\text{ K}$ ; din (5.41):  $p_t = 60/1,343 = 44,6\text{ daN/cm}^2$ .

Durata fazei de ardere rapidă este  $\Delta\alpha_r = \alpha_{y'} - \alpha_d = 365 - 355 = 10^\circ\text{RA}$ , iar viteza medie de ardere este  $\bar{\xi}_r = Q_{ay}/Q_u \cdot \Delta\alpha_r = 17\,767/37\,665 \cdot 10 = 0,047\text{ kJ/kJ}^\circ\text{RA} = 4,7\%^\circ\text{RA}$ . Durata fazei de ardere moderată este  $\Delta\alpha_m = \alpha_t - \alpha_{y'} = 384,5 - 365 = 19,5^\circ\text{RA}$ , iar viteza medie de ardere este  $\bar{\xi}_m = (37\,665 - 17\,767)/37\,665 \cdot 19,5 = 0,027\text{ kJ/kJ}^\circ\text{RA} = 2,7\%^\circ\text{RA}$ .

## BIBLIOGRAFIE

1. Alcock, J. și Scott, W. *Some more Light on Diesel Combustion*, Inst. Mech. Eng. Autom. Div. Febr., 1963.
2. Apostolescu, N. *Contribuții la modelarea arderii în motorul cu aprindere prin comprimare și injecție directă*. Institutul politehnic București, Teză de doctorat, 1971.
3. Apostolescu, N. și Bătagă, N. *Motoare cu ardere internă*. București, Edit. didactică și pedagogică, 1967.
4. Apostolescu, N. și Grünwald, B. *Controlul întârzierii la autoaprindere și al arderii combustibilului în motoarele cu aprindere prin comprimare pe baza cerințelor reacțiilor chimice*, I, II în „Metalurgia și construcția de mașini”, 7, 9, 1959.
5. Aramă, C. și Grünwald, B. *Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici*, București, Edit. tehnică, 1966.
6. Brandtstetter, W. ș.a. *The Volkswagen PCI stratified charge concept*. SAE Pr. Michigan, Okt., 1974.
7. Berindeanu, V. *Contribuții la studiul legii de ardere a amestecurilor de aer și benzină aprinse prin comprimare*. În „Studii și cercetări științifico-tehnice — Timișoara”, 8, 1961.
8. Borilă, G. h. *Contribuții la studiul formării amestecului și arderii la motorul rapid cu aprindere prin comprimare și injecție directă*. Teză de doctorat. Institutul politehnic București, 1975.
9. Briling, N. R., Vihert, M. M. și Guterman, I. I. *Bistrohodnîe dizeli*. Moskva, Mașghiz, 1951.
10. Chiang, C. W., Myers, P. S. și Uyehara, O. A. *Physical and Chemical Ignition Delay in an Operating Diesel Engine*, SAE, Progr. în Technology, vol. II, 1967.
11. Dănescu, A. *Contribuții la studiul arderii în motoarele cu cap incandescent*. Teză de doctorat. Institutul politehnic București, 1961.
12. Dudaș, Tr., Serbănași, L. și Grünwald, B. *Un program de calcul pentru optimizarea ciclului termic al MAC-ului*. Buletinul Institutului politehnic București, 2, 1975.
13. Grünwald, B., Apostolescu, N. și Taraza D. *Posibilități de evaluare a caracteristicii de degajare a căldurii*. Conferința de motoare cu ardere internă, P. I. s. București, 1970.
14. Hacıan, A. S. ș.a. *Dovodka rabocego proțessa avtomobilnîh dizelei*. Izd. Mașinostr. Moskva, 1976.
15. Ivancenko, H. H. ș.a. *Rabocii proțess dizelei s kameroi v porșne*. Izd. Mașinostr. Leningrad, 1972.
16. Khovakh, M. *Motor Vehicle Engines*, Izd. Mașinostr. Moskva, 1971.

17. List, H. ș.a. *Developing High-speed direct injection Diesel engines*. SAE Pap. 178 B. Ian. 1965.
18. Moldoveanu, G. h. *Contribuții la studiul proceselor din antecamera MAC-ului*. Teză de doctorat. I.P. București, 1979.
19. Mühlerberg, E. *Entwicklungen zur Abgasreinigung bei Verbrennungskraftmaschinen*. VDI Berichte 189, 1973.
20. Meurer, J. S. *Further Development of Mixture Formation and Combustion on the Basis of the „M” System*. Paper I. a. The Internal Comb. Eng. Conference, Bucharest, 1970.
21. Nagao, F. și Kakimoto, H. *Swirl and Combustion in Divided Chamber Diesel Engines*, SAE Trans, vol. 70, 1962.
22. Năstase, M. *Contribuții la studiul perioadei de întârziere la autoaprindere în MAC*. Teză de disertație. IP București, 1962.
23. Obert, E. F. *Internal Combustion Engines*, Int. Textbook Comp. Pennsylvania, 1972.
24. Orlin, A. S. ș.a. *Dvigateli vnutrennego sgorania*. Vol. I., Moskva, Mașghiz, 1957.
25. Pischinger, A. *Gemischbildung und Verbrennung in Diesel Motor* Wien, Springer Verlag, 1939.
26. Pitchford, J. H. *Din experiența de cercetare, proiectare și dezvoltare a motoarelor cu ardere internă*. Construcția de mașini, 5, 1969.
27. Ricardo, H. P. și Hempson, J. G. G. *The High Speed Internal Combustion Engine*, London, Blackie and Sons, 1968.
28. Semenov, B. I. *Dinamica țikla bistrohodnogo mnogotoplivnîe dizelea s kameroi sgorania v porșne*. Izv. Vuzov, Mașinoostroenie, 5, 1970.
30. Turcoiu, T. *Cercetări privind îmbunătățirea funcționării pompelor de injecție cu piston sertar*. Teză de doctorat. I.P. București, 1979.
31. Urlaub, A. *Einige Probleme der heutigen Dieselmotoren-Entwicklung*. A.T.Z., 3, 1972.



## 7.

### PROCESUL DE DESTINDERE

#### 7.1. DURATA PROCESULUI DE DESTINDERE. INVESTIGAȚIA EXPERIMENTALĂ

Procesul de destindere (*destinderea*) reprezintă partea din ciclul motor, în care se produce fracțiunea principală din lucrul mecanic disponibil (lucrul mecanic se produce parțial și înainte de începutul procesului de destindere, în ardere și după procesul de destindere, în perioada evacuării libere). În timpul arderii, fluidul motor, acumulează energie internă, prin creșterea de temperatură iar după încheierea arderii, fluidul motor cedează o parte din energia internă în procesul de destindere, sub forma de lucrul mecanic al pistonului. În destindere, compoziția și masa fluidului motor rămân practic invariabile.

Intervalul de timp în care se desfășoară destinderea este cuprins între momentul încetării arderii (fig. 7.1, punctul  $t$  din ciclu) și momentul deschiderii supapei sau luminilor de evacuare (punctul  $u'$ ); în ciclul teoretic destinderea se prelungește până la  $p_{me}$  (punctul  $u$ ). Începutul destinderii se situează la  $30...60^\circ\text{RA}$  după  $p_{mi}$ , iar sfârșitul la  $40...70^\circ\text{RA}$  înainte de  $p_{me}$ . Astfel, procesul de destindere se desfășoară aproximativ pe  $90^\circ\text{RA}$ , adică pe jumătate din cursa de destindere.

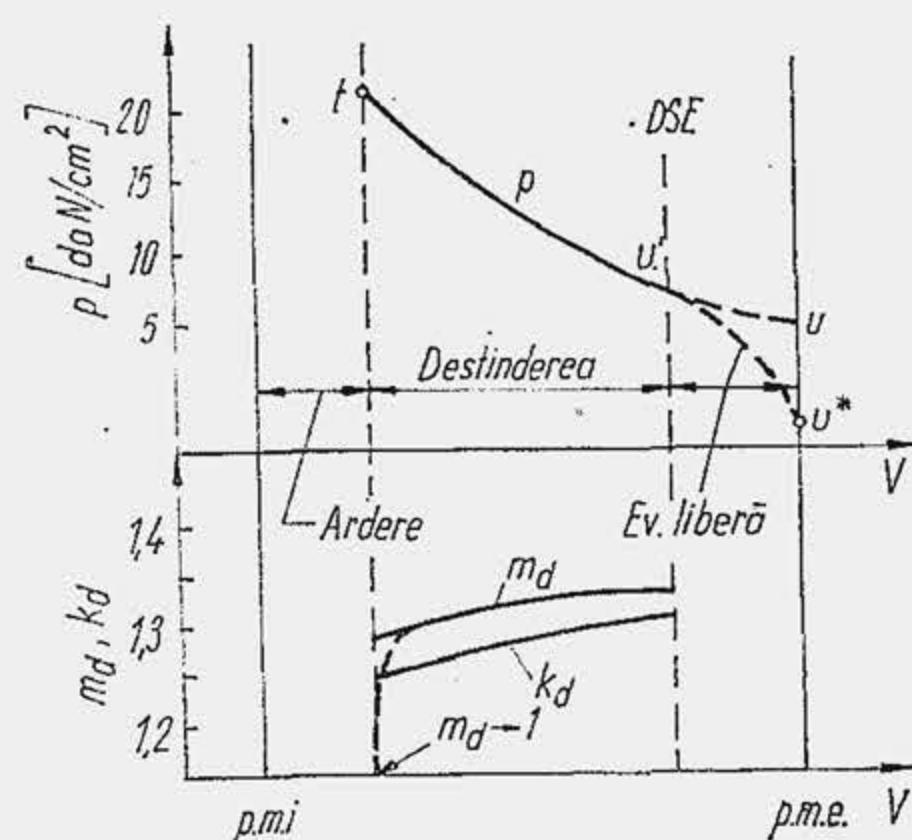


Fig. 7.1. Reprezentarea procesului de destindere în diagrama  $p \cdot V$ .

Începutul destinderii se determină cu dificultate deoarece arderea nu se încheie brusc.

Chiar vizualizarea flăcării la un motor experimental nu evidențiază sfârșitul arderii. La un motor de serie se dispune de o diagramă de presiune  $p \times \alpha$ , după care se determină convențional sfârșitul arderii sau începutul destinderii. În acest scop, diagrama  $p \times \alpha$  se prelucerează în două feluri: 1) se calculează, pe baza ei, caracteristica de degajare a căldurii (v. rel. 5.5), se convine că arderea se încheie când  $\xi = 0,97...0,99$  (în funcție de erorile de măsurare și calcul); 2) se determină exponentul politropic momentan după relația  $m_d = [\lg(p_2/p_1)/\lg(V_1/V_2)]$ , unde  $p_1, p_2, V_1$  și  $V_2$

sînt valorile presiunilor și volumelor precizate pe diagrama  $p \times \alpha$ , în două puncte apropiate (pentru un interval  $\alpha_2 - \alpha_1 = 1...3^\circ\text{RA}$ ); se parcurge curba de presiune în sens invers, de la  $u'$  la  $y$  sau  $y'$ , iar  $m_d$  scade pînă la zero, ( $p = p_{max}$ ); cînd  $m_d = 1$ , se consideră că s-a evidențiat sfârșitul arderii izoterme, care corespunde convențional cu începutul destinderii. Pentru simplificare, se consideră adeseori drept început al procesului de destindere, momentul în care presiunea gazelor din cilindru începe să scadă, de la  $p = p_{max}$ . O asemenea simplificare permite reperarea rapidă și relativ exactă a începutului destinderii; ea este însă obiectabilă deoarece presupune înglobarea în procesul de destindere a unei părți importante a procesului de ardere, ceea ce limitează eficiența cercetării ambelor procese. În literatură se oferă informații despre exponentul mediu politropic al destinderii, determinat cu valorile presiunii din momentul DSE și momentul în care  $p = p_{max}$ :  $m_d^* = [\lg(p_{max}/p_{DSE})/\lg(V_{DSE}/V_{pmax})]$ .

#### 7.2. FENOMENE CARACTERISTICE

Cînd destinderea se delimitează strict de ardere, fenomenele caracteristice sînt: 1) schimbul de căldură; 2) resocierea gazelor. Gazele disociate în timpul arderii (v. par. 4.6) se resociază în urma reducerii temperaturii. Întrucît reacțiile de disociere sînt în general endoterme, cele de resociere sînt exoterme. Resocierea gazelor echivalează cu un aport de căldură către fluidul motor, dar prezintă un interes redus. Transferul de căldură reprezintă fenomenul specific; el are loc într-un singur sens deoarece temperatura fluidului motor ( $T$ ) este mai mare decît temperatura medie a peretelui ( $\bar{T}_p$ ). Transferul de căldură gaz-perete micșorează randamentul indicat, sporește nivelul de temperatură a organelor motorului și sarcina sistemului de răcire.

Investigația transferului de căldură se efectuează ca și în cazul comprimării — ambele procese se efectuează fără modificarea compoziției fluidului motor. Ecuația diferențială de bilanț energetic al fluidului motor  $dQ_p = dU + dL$  (v. rel. 3.16) se integrează prin diferențe finite (v. rel. 3.17...3.19):

$$\frac{\Delta Q_p}{\Delta \alpha} \left[ \frac{\text{kJ}}{^\circ\text{RA}} \right] = 0,1 \frac{C_{vga}}{R} \cdot \frac{p_{i+1} V_{i+1} - p_i V_i}{\Delta \alpha} + 0,1 \frac{p_{i+1} + p_i}{2} \cdot \frac{V_{i+1} - V_i}{\Delta \alpha} \quad (7.1)$$

sau, ținînd seama de (5.7\*), cu  $\xi_u = 0$ , rezultă

$$\frac{\Delta Q_p}{\Delta \alpha} = 0,1 \left( k \frac{p_{i+1} + p_i}{2} \cdot \frac{V_{i+1} - V_i}{\Delta \alpha} + \frac{V_{i+1} + V_i}{2} \cdot \frac{p_{i+1} - p_i}{\Delta \alpha} \right) / (k-1) \quad (7.1^*)$$

unde  $p$  este în  $\text{daN/cm}^2$ ,  $V$  în  $\text{dm}^3$ ,  $Q_p$  în  $\text{kJ}$ . Pentru  $k(\bar{T})$  vezi în continuare relațiile (7.3), (7.3\*). Ecuațiile se rezolvă pe baza informațiilor oferite de diagrama  $p \times \alpha$  ( $\Delta \alpha = 1...3^\circ\text{RA}$ ). Pentru a ușura proiectarea, autorul a evaluat exponentul politropic mediu al destinderii — evoluția  $m_d$  fără degajare de căldură — în funcție de fracțiunea din căldura disponibilă pe ciclu (tab. 7.1) și diferența  $\Delta m_d = m_d - k_d$ , cu relația

$$Q_p = v_{ga} C_{vga} (T_t - T_u) (m_d - k_d) / (m_d - 1). \quad (7.2)$$



Tabela 7.1

## Exponentul mediu politropic al destinderii

Parametrul	MAS				MAC			
	0	5	10	15	0	5	10	15
$Q_p$ [%]	0	5	10	15	0	5	10	15
$k_a$	1,263	1,266	1,268	1,270	1,251	1,253	1,254	1,255
$m_a$	—	1,317	1,382	1,445	—	1,291	1,331	1,377
$\Delta m_a$	—	0,054	0,111	0,175	—	0,038	0,077	0,122

Pentru exponentul diabolic  $k = C_p/C_v$  al unui amestec de gaze de ardere s-au stabilit [3] următoarele relații, în funcția de  $\lambda$  și  $T$ :

$$k_a = 1,1925 + 0,0245/\lambda + (63,1 + 14,2/\lambda)/T, \text{ la MAS}, \quad (7.3)$$

$$k_a = 1,254 - 0,0732/\lambda + 76,7/T, \text{ la MAC}. \quad (7.3^*)$$

Se observă că valorile momentane  $k_a$  și  $m_a$  cresc de la începutul spre sfârșitul destinderii (se micșorează  $T$ ). Valoarea medie\*  $k_a$  în relația (7.2) s-a calculat pentru  $T = \bar{T} = 0,5(T_t + T_u)$ , prin iterații succesive, iar  $m_a$  diferă la MAS față de MAC. Când exponentul mediu se determină în ipoteza că începutul destinderii se produce la  $p = p_{max}$  sau  $T = T_{max}$ , rezultă  $m_a^* < k_a$  (fig. 7.2); când destinderea nu înglobează o parte din ardere,  $m_a > k_a$  (tab. 7.1) ceea ce este important pentru proiectare.

## 7.3. INFLUENȚE ASUPRA PROCESULUI DE DESTINDERE

Turația motorului influențează atât pe  $m_a^*$  cât și pe  $m_a$ . La mărirea turației crește durata arderii după atingerea presiunii maxime, exponentul  $m_a^*$  scade (fig. 7.2, a). Pe de altă parte, mărirea turației reduce și durata procesului de destindere, astfel că  $Q_p$  se micșorează cu  $n^{-0.2}$  iar  $m_a$  se apropie de  $k_a$ . La MAC, la reducerea sarcinii,  $\lambda$  crește, arderea se încheie mai repede, fiind mai mult aer disponibil, iar  $m_a^*$  crește (b). La MAC, mișcările organizate ale fluidului motor fiind mai intense,  $Q_p$  crește și totodată  $m_a$ .

\* În continuare, când nu se face o mențiune specială  $k_a$  și  $m_a$  sînt exponenți medii.

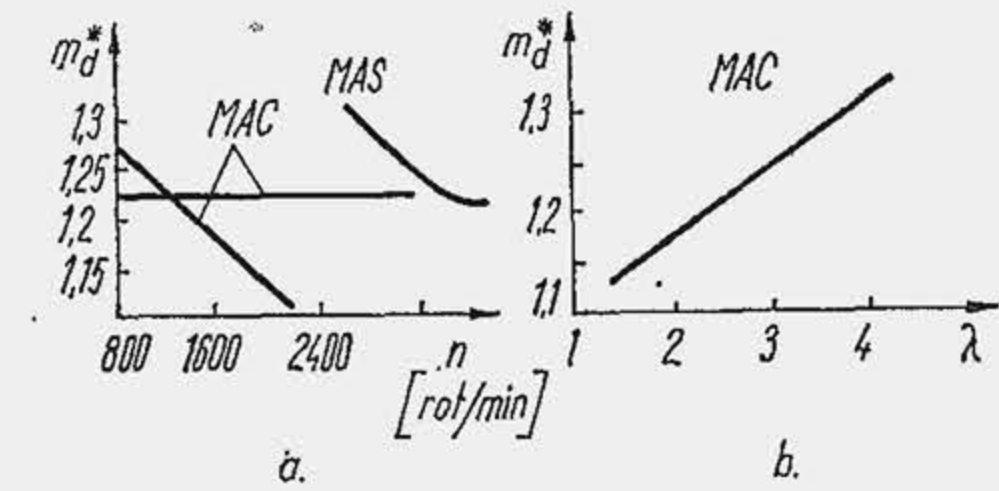


Fig. 7.2. Dependenta exponentului politropic de turație și coeficientul de dozaj.

## 7.4. CALCULUL PARAMETRILOR DE STARE LA SFÎRȘITUL DESTINDERII

La proiectare, dacă se cunoaște cilindreea, deci și aria de schimb de căldură, se explicitează ecuația diferențială de bilanț energetic  $dU = -dL + dQ_p$  și se obține o ecuație diferențială în  $T$ , similară cu (3.35).

$$dT/d\alpha = -8,314(\sigma_a/\sigma_a)^*(T/C_{vga}) - B_1 C_c \Sigma A_k \Delta T_k / C_{vga}, \quad (7.5)$$

care se integrează prin diferențe finite ( $B_1 = 1/21600 \cdot n_{vga}$ ) (v. rel. 3.37... 3.39). Pentru semnul lui  $Q_p$ , vezi nota de la pagina. 115.

Dacă nu se cunosc dimensiunile cilindrului (se efectuează calculul termic pentru 1 kg combustibil), parametrii la finele destinderii se determină în ipoteza că fluidul motor efectuează o evoluție politropă, de exponent mediu  $m_a$  care începe în  $t$  și se încheie în  $u$  (la  $p_{me}$ ). Ecuația politropei este  $p_u V_u^{m_a} = p_t V_t^{m_a}$ . Se ținea seama că  $V_u = V_a$  și că  $V_t/V_a = (V_t/V_c) (V_c/V_a) = \delta_t/\epsilon$ ,  $\delta_t$  fiind cunoscut din calculul arderii. Atunci

$$p_u = p_t (\delta_t/\epsilon)^{m_a} \quad (7.5)$$

$$T_u = T_t (\delta_t/\epsilon)^{m_a-1}. \quad (7.6)$$

Exponentul  $m_a$  se determină prin ecuația (7.2), alegînd inițial pe  $Q_p$  ca o fracțiune  $f_a$  din  $Q_i$ :  $Q_p = (f_a/100) Q_i$ , unde  $f_a = 7...15$  din puterea calorică inferioară  $Q_i$  (v. rel. 4.47). Din calculul arderii a 1 kg de combustibil se cunoaște  $v_{ga}$  și  $\bar{C}_{vga} = a + b\bar{T}$ . Temperatura medie se definește analog cu relația (3.44). Cu parametrii din destindere rezultă

$$\bar{T} = T_t \frac{(\delta_t/\epsilon)^{m_a-1}}{(1 - \delta_t/\epsilon)(2 - m_a)} [1 - (\delta_t/\epsilon)^{2-m_a}]. \quad (7.7)$$

Ecuațiile (7.2), (7.6), (7.7), (7.3) sau (7.3\*) alcătuiesc un sistem transcendent care se rezolvă prin încercări, cu metodele analizei numerice. Se scrie (7.2) analog cu (3.43)

$$8,314 \frac{m_a - k_a}{(m_a - 1)(k_a - 1)} = \frac{Q_p}{v_{ga}(T_t - T_u)}, \quad (7.8)$$

unde membrul drept este cunoscut, totdeauna pozitiv, deci  $m_a > k_a$ . Se alege inițial  $m_a$  (tab. 7.2). Se calculează  $T_u$  din relația (7.6),  $\bar{T}$  din (7.7), iar pe  $k_a$  din (7.3) sau (7.3\*). Din relația (7.8) rezultă valoarea lui  $m_a$ , se compară cu valoarea anterioară și se repetă calculul pînă se atinge gradul de precizie dorită. Se determină acum  $p_u$  și  $T_u$  din relațiile (7.5), respectiv (7.6).

Parametrii la finele cursei de destindere variază în limitele indicate în tabela 7.2.



Tabela 7.2

Parametrii de stare la sfârșitul cursei de destindere

Parametrul	Valorile	
	MAS	MAC
$p_u$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	3...5	2...4
$T_u$ [K]	1200...1600	900...1200
$m_d$	1,28...1,38	1,28...1,37

**Exemplul numeric 7.1.** Să se calculeze parametrii de stare la finele cursei de destindere, cu datele din Exemplul numeric 6.3, știind că fluidul motor pierde către pereți 8,4% din căldura disponibilă. Din Exemplul numeric 6.3 se cunoaște:  $p_t = 44,6$  daN/cm<sup>2</sup>;  $T_t = 2053$  K;  $\delta_t = 1,867$ ;  $\varepsilon = 17$ ;  $v_{ga} = 0,7777$  kmoli;  $Q_i = 41850$  kJ/kg;  $\lambda = 1,5$ .

**R.** Se alege inițial  $m_d = 1,32$ . Rezultă  $T_u = 2053 \cdot (1,867/17)^{1,32-1} = 1012$  K;  $\bar{T} = 2053 \cdot (1,867/17)^{0,32} / (1 - 1,867/17) / (2 - 1,32) \cdot [1 - (1,867/\varepsilon)^{2-1,32}] = 1300$ ;  $k_d = 1,254 - 0,0732/1,5 + 76,7/1300 = 1,264$ . Se rezolvă ecuația (7.8):  $8,314(m_d - 1,264)/(m_d - 1)/(1,264 - 1) = 3515/0,7777/(2053 - 1012)$ ; rezultă după încercări  $m_d = 1,306$ . Se reia calculul și se găsește  $m_d = 1,306$ , valoarea care reprezintă soluția căutată.

## BIBLIOGRAFIE

1. Gaiginski, E. *Motoare cu ardere internă* București. Edit. didactică și pedagogică 1960.
2. Arhanghelschi, V. M. ș. a. *Automobilnîe dvigatelei*. Moskva, Mașinostroenie, 1977.
3. Vibe, I. I. *Novoe o rabocem űicle dvigatelei*. Moskva, Mașghiz, 1962.

## 8.

## 8. CALCULUL INDICILOR DE PERFECȚIUNE AI CICLULUI ȘI DETERMINAREA DIMENSIUNILOR FUNDAMENTALE ALE MOTORULUI

### 8.1. TRASAREA DIAGramei INDICATE

Pe baza calculului proceselor care alcătuiesc ciclul motor se construiește diagrama indicată. Ea servește pentru determinarea indicilor de perfecțiune ai ciclului (lucrul mecanic specific sau presiunea medie, randamentul și consumul indicat de combustibil), dimensiunilor fundamentale ( $D$ ,  $S$ ) ale motorului, precum și pentru calculul sollicitărilor mecanice și termice din organele mecanismului motor. Întrucît lucrul mecanic al ciclului nu depinde de scara diagramei indicate, se alege o scară arbitrară pentru presiune și volum. Ca scară a presiunilor se alege  $1 \text{ daN/cm}^2 = 1 \text{ cm}$  desen, (MAS) sau  $1 \text{ daN/cm}^2 = 0,5 \dots 1 \text{ cm}$  desen, (MAC). Pentru scara volumelor se alege  $V_a = 20 \dots 25 \text{ cm}$  desen.

Raportul de comprimare  $\varepsilon$ , fiind cunoscut prin tema de proiectare rezultă  $V_c = V_a/\varepsilon \text{ cm}$  desen; apoi  $V_s = V_a - V_c \text{ cm}$  desen. Într-un sistem de coordonate  $p \times V$  (fig. 8.1) se ridică ordonatele care trec prin punctele moarte, pentru  $V = V_c$  și  $V = V_a$ . Se trasează apoi izobara  $p_0$  și izobarele  $p_g$  și  $p_a$ ,

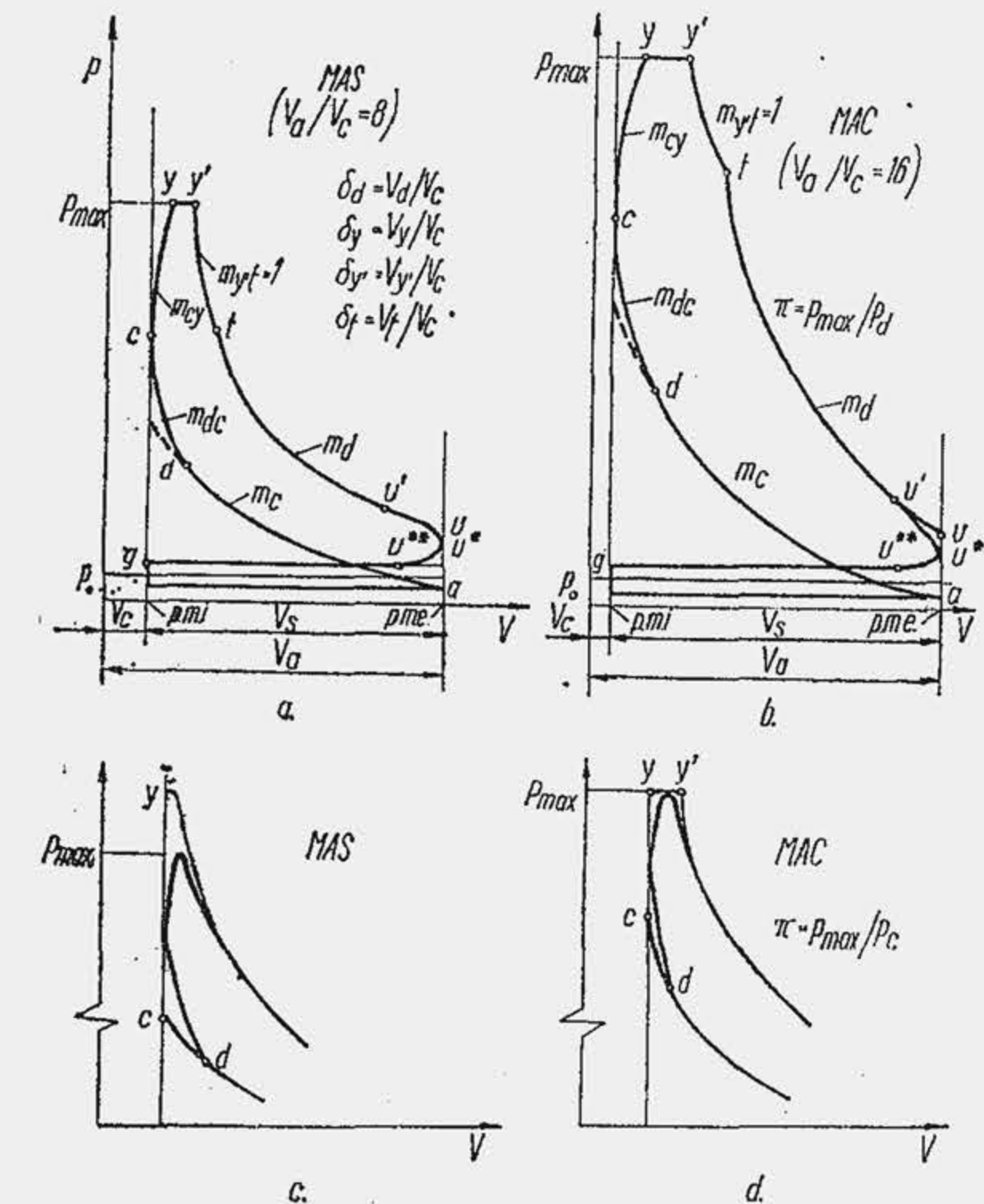


Fig. 8.1. Modele de ciclu pentru calculul termic.



presiunile  $p_g$  și  $p_a$  fiind cunoscute din capitolul 2. Evoluția de comprimare se construiește prin puncte pe baza ecuației politropei  $p_x = p_a (V_a/V_x)^{m_c}$ , unde  $V_x$  reprezintă fracțiuni din  $V_a$  la scara diagramei (la  $p_{mi}$ ,  $V_x = V_c$ ; la  $p_{me}$ ,  $V_x = V_a$ ) iar  $m_c$  se cunoaște din capitolul 3.

Se reprezintă arderea în două ipoteze.

În ipoteza că arderea se desfășoară în timp se reprezintă prin evoluțiile  $dc$ ,  $cy$ ,  $yy'$ ,  $y't$  (fig. 8.1 *a* și *b*), calculate în capitolele 5 și 6. Volumele  $V_d$ ,  $V_y$ ,  $V_{y'}$  și  $V_t$  se precizează la scara diagramei pe baza rapoartelor  $\delta_d$ ,  $\delta_y$ ,  $\delta_{y'}$  și  $\delta_t$  (v. fig. 5.69). Evoluțiile  $dc$ ,  $cy$  se reprezintă pe baza legii politropei  $p_x = p_a \cdot (V_a/V_x)^{m_{ac}}$  și  $p_x = p_c (V_c/V_x)^{m_{cy}}$ ,  $V_x$  fiind cuprins între  $V_a - V_c$ , respectiv  $V_c - V_y$ . Izobara  $p_{max} = ct$  unește punctele  $yy'$  iar evoluția  $y't$  se trasează pe baza legii izotermei  $p_x = p_{max} (V_y/V_x)$ . În fine, evoluția de destindere  $t - u$  se precizează prin puncte cu legea politropei  $p_x = p_t (V_t/V_x)^{m_d}$ ,  $m_d$  fiind calculat în capitolul 7.

În ipoteza că arderea se desfășoară instantaneu (MAS) sau parțial instantaneu (MAC), se trasează izocora  $cy$  (fig. 8.1, *c*) sau izocora  $cy$  și izobara  $yy'$  (fig. 8.1, *d*). În această ipoteză presiunea maximă obținută prin calcul la MAS este mai mare decât cea reală. De aceea,  $p_{max}$  se determină pe baza unui coeficient de corecție,  $p_{max} = (0,85 \dots 0,92) p_y$  și reprezintă presiunea maximă pentru calculul de rezistență. În realitate, arderea nu decurge instantaneu, dar, legea de variație a presiunii fiind necunoscută ea se reprezintă arbitrar și se obține diagrama rotunjită a cărei arie este mai mică decât aria diagramei calculate.

Se efectuează o rotunjire suplimentară a diagramei, pentru oricare dintre ipoteze, la finele destinderii, deoarece supapa de evacuare se deschide cu avans, iar curba  $p(V)$ , în perioada evacuării libere ( $u'u^*$ ) și la începutul evacuării forțate ( $u^*u^{**}$ ), nu se calculează în metoda prezentată. Se precizează volumul corespunzător lui  $u'$  cu relația (10.10),  $V_{u'} = 0,5 V_s \sigma_{\alpha_{u'}}$ , unde  $\alpha_{u'} = 540^\circ - \beta_{a_{DSE}} \text{ } ^\circ\text{RA}$  și se trasează arbitrar curba de presiune  $u' u^* u^{**}$ .

## 8.2. CALCULUL PRESIUNII MEDII INDICATE (LUCRUL MECANIC SPECIFIC INDICAT)

Lucrul mecanic indicat al ciclului se determină grafic (prin planimetrarea diagramei indicate) sau analitic. La calculul presiunii medii indicate  $p_i$  (lucrul mecanic specific indicat) pe baza diagramei indicate se aplică două corecții, una fiind determinată de rotunjirea diagramei, cealaltă de metodica de determinare a randamentului mecanic. În primul caz, diagrama calculată se corectează prin rotunjire, care se ia în considerare prin intermediul unui coeficient numit *coeficientul de rotunjire a diagramei* sau *randamentul diagramei*  $\eta_a$ . Lucrul mecanic de pompaj se cuprinde în randamentul mecanic, datorită particularităților metodei de determinare a acestuia (v. par. 9.2), de aceea lucrul mecanic indicat al ciclului  $L_i$  se obține prin planimetrarea buclei mari a diagramei (bucula  $a d c y y' t u' u$ ), care se corectează cu coeficientul de rotunjire  $\eta_a$ . Lucrul mecanic specific sau presiunea medie a diagramei indicate se determină din relația de definiție (1.11).

$$p_i = \eta_a L_i / V_s, \quad (8.1)$$

unde  $L_i$  este în  $\text{cm}^2$  desen,  $V_s$  în  $\text{cm}$  desen,  $\eta_a = 0,95 \dots 0,98$  pentru diagramele *a*, *b* și  $\eta_a = 0,92 \dots 0,96$  pentru diagramele *c*, *d* (fig. 8.1). Întrucât metodele de calcul se bazează pe ipoteze simplificatorii,  $p_i$  calculat diferă de  $p_i$  determinat experimental cu  $\pm 5 \dots 8\%$ .

Pentru determinarea presiunii  $p_i$  pe cale analitică se observă că  $L_i$  este definit de diferența dintre lucrul mecanic pozitiv, efectuat în cursa de destindere și lucrul mecanic negativ, efectuat în cursa de comprimare

$$L_i = L_{cy} + L_{yy'} + L_{y't} + L_{tu} - L_{ad} - L_{dc}, \quad (8.2)$$

indicii referindu-se la evoluțiile termodinamice cunoscute (fig. 8.1 *a* și *b*).

Se explicitează fiecare termen din relația (8.2).

Prin definiție, lucrul mecanic pe evoluția politropă *a d* este:

$$L_{ad} = \frac{1}{m_c - 1} (p_a V_a - p_d V_d) = \frac{p_a V_a}{m_c - 1} \left( 1 - \frac{p_d V_d}{p_a V_a} \right). \quad (8.3)$$

Este convenabil să se exprime termenii relației (8.2) în funcție de produsul  $p_a V_a$ . Din ecuația politropei rezultă  $p_d/p_a = (V_d/V_a)^{m_c}$  sau  $(p_d/p_a)(V_d/V_a) = (V_d/V_a)^{m_c-1}$ ; apoi,  $V_d/V_a = (V_d/V_c)(V_c/V_a) = \delta_d/\epsilon$ . Prin urmare:

$$L_{ad} = p_a V_a [1 - (\delta_d/\epsilon)^{m_c-1}] / (m_c - 1). \quad (8.4)$$

Pentru evoluția *dc*, similar cu relația (8.3), rezultă:  $L_{dc} = (p_c V_c - p_d V_d) / (m_{dc} - 1) = p_a V_a (p_c V_c / p_a V_a - 1) / (m_{dc} - 1)$ .

Din ecuația politropei:  $p_c/p_a = (V_d/V_c)^{m_{dc}}$  sau  $(p_c/p_a) \cdot (V_c/V_d) = (V_d/V_c)^{m_{dc}-1}$ . În final

$$L_{dc} = p_a V_a (\delta_d^{m_{dc}-1} - 1) / (m_{dc} - 1). \quad (8.5)$$

Pentru evoluția *cy*, similar cu relația (8.3), dar ținând seama că  $m_{cy} < 0$  se obține:  $L_{cy} = (p_c V_c - p_y V_y) / (m_{cy} - 1) = p_y V_y (p_c V_c / p_y V_y - 1) / (m_{cy} - 1)$ . Ținând seama de relația (5.35)  $p_y = \pi p_a$  iar  $V_y = \delta_y V_c \cdot V_d/V_a = V_d \delta_y / \delta_a$ ; deci  $p_y V_y = p_a V_a \cdot \pi \delta_y / \delta_a$ . Pentru politropa *cy* rezultă  $p_y = p_c (V_c/V_y)^{m_{cy}} = p_c / \delta_y^{m_{cy}}$ . Apoi  $p_c V_c / p_y V_y = p_c V_c / (p_c / \delta_y^{m_{cy}}) (\delta_y V_c) = \delta_y^{m_{cy}-1}$ . În final:

$$L_{cy} = p_a V_a (\pi \delta_y / \delta_a) (1/\delta_y^{1-m_{cy}} - 1) / (m_{cy} - 1). \quad (8.6)$$

Pentru evoluția izobară *yy'* rezultă:  $L_{yy'} = p_y (V_{y'} - V_y) = p_y V_c (\delta_{y'} - \delta_y) = \pi p_a V_c (V_d/V_a) (\delta_{y'} - \delta_y)$ . În final

$$L_{yy'} = p_a V_a (\pi / \delta_a) (\delta_{y'} - \delta_y). \quad (8.7)$$

Pentru evoluția izotermă *y't* rezultă  $L_{y't} = p_y V_y \cdot \ln(V_t/V_{y'})$ . Dar,  $p_{y'} = p_y = \pi p_a$ ;  $V_{y'} = \delta_{y'} V_c (V_d/V_a) = V_d \delta_{y'} / \delta_a$ ;  $V_t/V_{y'} = (V_t/V_c) (V_c/V_{y'}) = \delta_t / \delta_{y'}$ . În final

$$L_{y't} = p_a V_a \cdot (\pi \delta_y / \delta_a) \ln(\delta_t / \delta_{y'}) \quad (8.8)$$

Pentru evoluția politropă *tu*, similar cu relația (8.3), rezultă:  $L_{tu} = (p_t V_t - p_u V_u) / (m_d - 1) = p_t V_t (1 - p_u V_u / p_t V_t) / (m_d - 1)$ . Dar, evoluția *y't* este izotermă, deci  $p_t V_t = p_y V_{y'}$



$= p_a V_a (\pi \delta_y / \delta_a)$ ; apoi,  $p_u / p_t = (V_t / V_u)^{m_a}$ ;  $(p_u / p_t)(V_u / V_t) = (V_t / V_u)^{m_a - 1} = (V_t / V_c)(V_c / V_u)^{m_a - 1} = (\delta_t / \varepsilon)^{m_a - 1}$ . În final:

$$L_{tu} = p_a V_a (\pi \delta_y / \delta_a) [1 - (\delta_t / \varepsilon)^{m_a - 1}] / (m_a - 1) \quad (8.9)$$

Cînd se adună relațiile (8.4)...(8.9), produsul  $p_a V_a$  iese în factor comun; pentru calculul presiunii  $p_i$  din (8.1) el se împarte cu  $V_s$ . Atunci, grupul de termeni  $p_a V_a / V_s$  se explicită astfel:

a)  $V_a / V_s = (V_a / V_c)(V_c / V_s) = \delta_a / (\varepsilon - 1)$ , ținînd seama de relația (1.4); b)  $p_a V_a^{m_c} = p_a V_a^{m_c}$  sau  $p_a = p_a (V_a / V_c)^{m_c} = p_a (V_a / V_c)^{m_c} (V_c / V_a)^{m_c} = p_a \varepsilon^{m_c} / \delta_a^{m_c}$ . În final:  $p_a V_a / V_s = p_a \varepsilon^{m_c} / (\varepsilon - 1) \delta_a^{m_c - 1}$ . Substituind relațiile (8.4)...(8.9) în (8.2) și pe  $L_i$  în (8.1) se obține:

$$p_i = \eta_a \frac{p_a \varepsilon^{m_c}}{(\varepsilon - 1) \delta_a^{m_c}} \left\{ \frac{\pi \delta_y}{m_{cy} - 1} \left( \frac{1}{\delta_y^{1 - m_{cy}}} - 1 \right) + \pi (\delta_y' - \delta_y) + \right. \\ \left. + \pi \delta_y' \ln(\delta_t / \delta_y') + \frac{\pi \delta_y'}{m_a - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\delta_t}{\varepsilon} \right)^{m_a - 1} \right] - \frac{\delta_a}{m_c - 1} \cdot \right. \\ \left. \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\delta_a}{\varepsilon} \right)^{m_c - 1} \right] - \frac{\delta_a}{m_{dc} - 1} (\delta_a^{m_{dc} - 1} - 1) \right\} \quad (8.10)$$

unde termenii din paranteza mare, pentru recunoaștere, păstrează ordinea din relația (8.2). Relația (8.10) are un caracter general; ea se simplifică pentru cazurile particulare ale arderii (fig. 8.1, c și d). Cînd arderea este izocor-izobară rezultă  $\delta_a = \delta_y = \delta_t = 1$ , iar presiunea medie este

$$p_i = \eta_a \frac{p_a \varepsilon^{m_c}}{\varepsilon - 1} \left\{ \pi (\delta_y' - 1) + \frac{\pi \delta_y'}{m_a - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\delta_y'}{\varepsilon} \right)^{m_a - 1} \right] - \frac{1}{m_c - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{m_c - 1}} \right) \right\} \quad (8.11)$$

Cînd arderea este izocoră se adaugă condiția  $\delta_y' = 1$ .

Valorile presiunii medii  $p_i$  în regim nominal, pentru motoarele de autovehicule, sînt arătate în tabela 8.1.

**Exemplul numeric 8.1.** Să se calculeze presiunea medie  $p_i$  pentru un MAC, la care arderea este determinată de mărimile:  $\pi = 2$ ;  $\delta_a = 1,036$ ;  $\delta_y = 1,036$ ;  $\delta_y' = 1,312$ ;  $\delta_t = 1,675$ ;  $m_{dc} = 11,46$ ;  $m_{cy} = -8,314$ . Se cunoaște:  $\varepsilon = 17$ ;  $p_a = 0,84$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\eta_a = 0,97$ ;  $m_c = 1,326$ ;  $m_a = 1,307$ .

**R.** Se obține:  $p_i = (0,97 \cdot 0,84 \cdot 17^{1,326} / (17 - 1) \cdot 1,036^{1,326}) (2 \cdot 1,036 (1 / 1,036^{9,314} - 1) / (-8,314 - 1) + 2(1,312 - 1,036) + 2 \cdot 1,312 \ln(1,675 / 1,312) + 2 \cdot 1,312 (1 - (1,675 / 17)^{0,307}) / 0,307 - 1,036 (1 - (1,036 / 17)^{0,326}) / (0,326 - 1,036 (1,036^{10,46} - 1) / 10,46)$ ; rezultă  $p_i = 2,08(0,061 + 0,552 + 0,641 + 4,351 - 1,901 - 0,044) = 7,61$  daN/cm<sup>2</sup>. În ultima paranteză, ordinea termenilor corespunde cu aceea din relația (8.2), astfel că evidențiază ponderea fiecărui lucru mecanic. Se observă că lucrul mecanic de destindere, efectuat pe baza energiei interne acumulate de fluidul motor în timpul arderii, are ponderea cea mai mare ( $L_{tu} = 4,351$ ); dintre evoluțiile de ardere se reține că  $L_{dc} + L_{cy} \approx 0(0,061 - 0,044)$ , iar  $L_{yy'} \approx L_{y't} (0,552 \approx 0,641)$ ; suma  $L_{yy'} + L_{y't}$  reprezintă circa 28% din  $L_{tu}$ . Lucrul mecanic de comprimare ( $L_{ad} = 1,901$ ) este aproape 50% din  $L_{tu}$ .

### 8.3. CALCULUL RANDAMENTULUI ȘI CONSUMULUI SPECIFIC INDICAT

Fiind cunoscută presiunea  $p_i$  se calculează randamentul indicat cu relația (1.28). Din (1.11) rezultă că  $L_i = p_i V_s$  iar din (2.26),  $V_s = V_0 / \eta_v$ . Volumul  $V_0$  se determină din ecuația de stare (2.23):  $p_0 V_0 = \nu_{fp} RT_0$ ; cînd se arde 1 kg combustibil  $\nu_{fp} = \nu_i$  iar  $\nu_i = \lambda L_{min} + \nu_c$  kmoli/kg, din (4.57); pentru MAC,  $\nu_c = 0$  iar pentru MAS,  $\nu_c = 1/M_c$  (v. par. 4.5). Rezultă  $L_i = p_i V_0 / \eta_v = p_i \nu_i RT_0 / p_0 \eta_v$ , care se substituie în (1.28):

$$\eta_i = 8,314 \frac{p_i}{p_0} \frac{\nu_i T_0}{\eta_v Q_i}; \quad \eta_i = 1,986 \frac{p_i}{p_0} \cdot \frac{\nu_i T_0}{\eta_v Q_i} \quad (8.12)$$

unde  $p_i$  și  $p_0$  sînt în daN/cm<sup>2</sup> sau kgf/cm<sup>2</sup>;  $Q_i$  în kJ/kg, respectiv kcal/kgf. Valorile lui  $\eta_i$  pentru diferite motoare se arată în tabela 8.1.

Consumul specific indicat de combustibil,  $c_i$  se determină din relația (1.34)

$$c_i [\text{g/kWh}] = 3,6 \cdot 10^6 / \eta_i Q_i; \quad c_i [\text{gf/CPh}] = 632 \cdot 10^3 / \eta_i Q_i \quad (8.13)$$

evident, cu observația anterioară asupra lui  $Q_i$ .

Valorile lui  $c_i$  se arată în tabela 8.1.

Se alege randamentul mecanic  $\eta_m$  (v. par. 9.3) și se determină randamentul efectiv al motorului din relația 1.29):  $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$ . Apoi din relațiile (1.35), sau (1.32) se determină consumul specific efectiv de combustibil:  $c_e = c_i / \eta_m$ . Din (1.17) rezultă presiunea medie efectivă:  $p_e = \eta_m p_i$ .

Indicii efectivi pentru motoarele de autovehicule se arată în tabela 8.1.

### 8.4. BILANȚUL TERMIC AL MOTORULUI

Prin bilanțul termic se înțelege repartitia căldurii disponibile  $Q_{dis}$  între lucrul mecanic efectiv și diferitele pierderi (fig. 8.2). Ecuația de bilanț termic este

$$Q_{dis} = Q_e + Q_{rp} + Q_{ge} + Q_{rac} + \Delta Q_{in} \quad (8.14)$$

unde  $Q_e$  este căldura transformată în lucru mecanic efectiv ( $Q_e = L_e [\text{kJ}]$ );  $Q_{rp}$  — căldura consumată pentru învingerea rezistențelor proprii ( $Q_{rp} = L_{rp} [\text{kJ}]$ );  $Q_{ge}$  — căldura preluată de gazele de evacuare;  $Q_{rac}$  — căldura transmisă pereților de către fluidul motor;  $\Delta Q_{in}$  — căldura conținută în gazele de evacuare la arderea incompletă (energia chimică din gazele combustibile, CO și H<sub>2</sub>).

Bilanțul termic se exprimă în unități de măsură diferite. Dacă se referă la căldura consumată pe ciclu rezultă

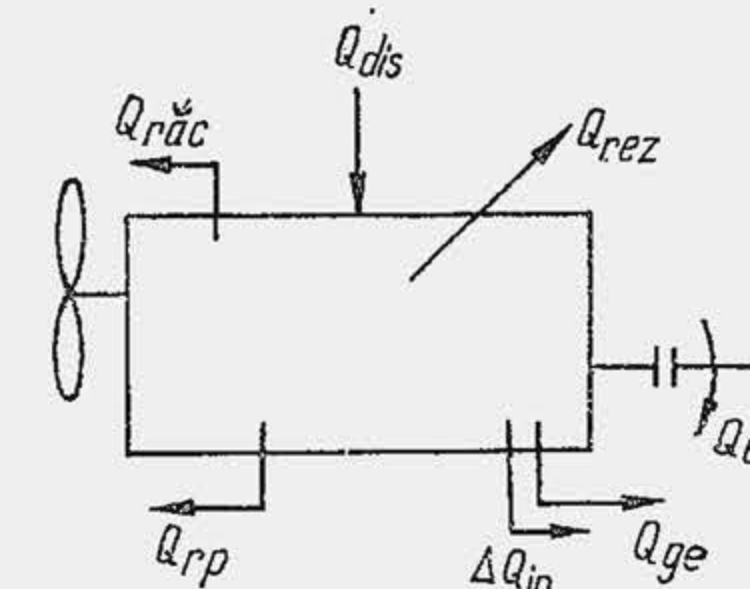


Fig. 8.2. Schemă pentru ilustrarea bilanțului termic.



Indicii de performanță ai motoarelor de autovehicule\*

Tipul motorului	Mărimi indicate				Mărimi efective			
	$\eta_i$	$c_i$		$p_i$	$\eta_e$	$c_e$		$p_e$
		g/kWh	gf/CPh			g/kWh	gf/CPh	
				daN/cm <sup>2</sup>				daN/cm <sup>2</sup>
				kgf/cm <sup>2</sup>				kgf/cm <sup>2</sup>
MAS	0,25...0,35	245...340	180...250	8,5...12 10...16**	0,21...0,29	300...408	220...300	6,5...9,0 8,5...12*
MAC	0,35...0,52	163...245	120...180	8,0...11 10...20*	0,28...0,41	218...300	160...220	6,5...8,5 8,0...13*

\* Pe caracteristica exterioară (v. par. 9.5).

\*\* Motoare supraalimentate.

$Q_{dis} = Q_i \tilde{m}_c$ , în kJ/ciclu (kcal/ciclu); dacă se referă la consumul de combustibil  $C_c$ , rezultă  $Q_{dis} = Q_i C_c$ , în kJ/h (kcal/h). Când se efectuează calculul ciclului pentru  $\tilde{m}_c = 1$  kg combustibil,  $Q_{dis} = Q_i$  în kJ/kg (kcal/kgf). Uneori, bilanțul se exprimă în procente sau fracțiuni din  $Q_{dis}$ .

În continuare se precizează fiecare termen din bilanț, pentru cazul  $\tilde{m}_c = 1$ . Astfel,  $Q_e = \eta_e Q_i$ , în kJ/kg; suma  $Q_e + Q_{rp}$  reprezintă căldura transformată în lucru mecanic indicat; întrucât  $L_i = \eta_i Q_i$  rezultă că  $Q_e + Q_{rp} = \eta_i Q_i$  iar termenul  $Q_{rp}$  devine:  $Q_{rp} = (\eta_i - \eta_e) \cdot Q_i = (1 - \eta_m) \eta_i Q_i$ . Căldura preluată de gazele de evacuare reprezintă diferența dintre entalpia gazelor de evacuare și entalpia fluidului proaspăt, adică  $Q_{ge} = v_{fge} - v_{ifp}$  unde  $v_f$  este definit de relațiile (5) sau (13) din tabela (4.5, a), iar  $v_i$  de (4.53). Entalpiile se calculează prin relația de definiție:  $i_{ge} = C_{pge} T_{ge}$ ;  $i_{fp} = C_{pfp} T_0$  unde  $C_{pge}$  este căldura specifică molară, calculată pentru amestecul de gaze de ardere, dar la temperatura  $T_{ge}$ . Căldura specifică  $C_{pfp}$  se calculează pentru  $T_0$ , temperatura fluidului proaspăt la intrarea în conducta de admisiune. Temperatura  $T_{ge}$  se calculează în ipoteza că fluidul motor se destinde de la presiunea  $p_u$  la presiunea  $p_0$ , adică  $T_{ge} = T_u (p_0/p_u)^{1-1/m_e}$ ,  $m_e$  fiind exponentul politropic în procesul de evacuare,  $m_e > k_e$ . Pentru calcul se admite  $m_e = k_e + 0,05 \dots 0,20$ , unde  $k_e$  se calculează cu relațiile (7.3) sau (7.3\*) pentru  $\bar{T} = 0,5 (T_u + T_{ge})$ . Căldura  $\Delta Q_{in}$  este diferența  $\Delta Q_{in} = Q_i - Q_{in}$ , unde  $Q_{in}$  se determină cu relația (4.48). Termenul  $Q_{rac}$  se calculează prin diferență, din relația (8.14).

Bilanțul termic precizează mărimea pierderilor de căldură, ceea ce dă posibilitatea să se stabilească direcțiile în care trebuie acționat pentru perfecționarea motorului. Pe baza bilanțului termic se proiectează unele instalații auxiliare ale motorului, ca, radiatorul de apă și radiatorul de ulei. O ilustrare grafică a distribuției căldurii în motor se obține prin intermediul diagramei de flux termic (fig. 8.3.), care reprezintă la o scară convenabil aleasă mărimea termenilor din bilanțul termic. În secțiunea I—I se citesc pierderile definite de relația (8.14) ca mărimi independente. În realitate, au loc schimbări între diferitele pierderi, iar în secțiunea II—II se citesc pierderile de căldură redistribuite. Astfel, căldura  $Q_1$  care reprezintă frecarea dintre piston, segmenti și cilindru ( $\approx 0,5 Q_{rp}$ ) trece în căldura preluată de sistemul de răcire. O parte din căldura  $Q_{ge}$  și anume  $Q_2$  trece de asemenea în sistemul de răcire prin contactul dintre gaze și conducte. Motorul cedează căldură direct mediului ambiant, prin radiație și ventilație, care reprezintă o fracțiune din  $Q_{rp}$  (căldura preluată de uleiul de ungere  $Q_3$  se transmite mediului prin ventilația carterului inferior), o fracțiune din  $Q_{ge}$  (căldura pierdută prin radiație  $Q_4$ ) și o fracțiune din căldură preluată de sistemul de răcire  $Q_5$  (prin ventilație). Ecuația (8.14) devine:

$$Q_{dis} = Q_e + Q_{ge}^* + Q_{rac}^* + \Delta Q_{in} + Q_{rez}, \quad (8.15)$$

unde  $Q_{rac}^*$  este căldura preluată de sistemul de răcire ( $Q_{rac}^* = Q_{rac} + Q_1 + Q_2 - Q_5$ ) iar  $Q_{rez}$  — termenul rezidual ( $Q_{rez} = Q_3 + Q_4 + Q_5$ ). Cu excepția lui  $Q_1$ , termenii  $Q_2$  și  $Q_5$  se evaluează greu, astfel că, la proiectare, se evaluează  $Q_{rez}$ , se admite  $Q_{ge}^* = Q_{ge}$ , iar căldura preluată de sistemul de răcire rezultă din relația (8.15), tot prin

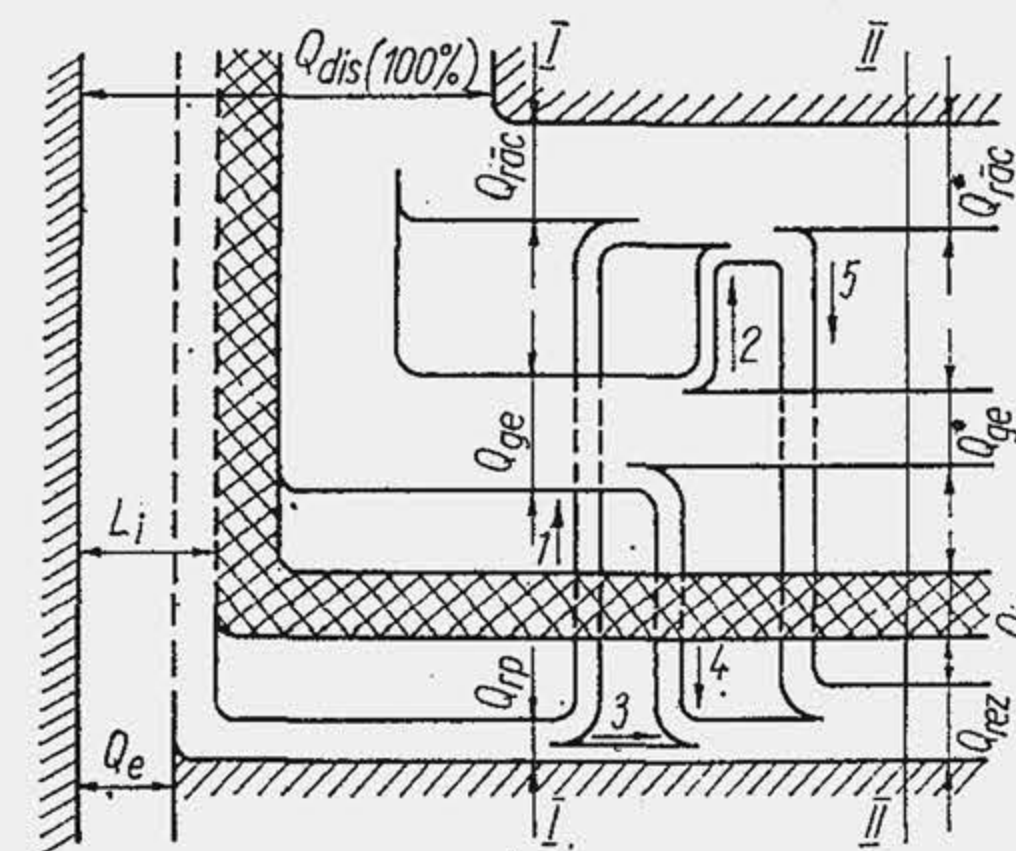


Fig. 8.3. Diagrama fluxului termic.



Tabelul 8.2.

Componentele bilanțului energetic

TIPUL MOTORULUI	$Q_e$ [%]	$Q_{ge}$ [%]	$Q_{r\bar{a}c}$ [%]	$Q_{in}$ [%]	$Q_{rez}$
MAS	21...29	28...48	14...28	1...40	8...19
MAC	28...41	24...44	16...33	1...4	8...16

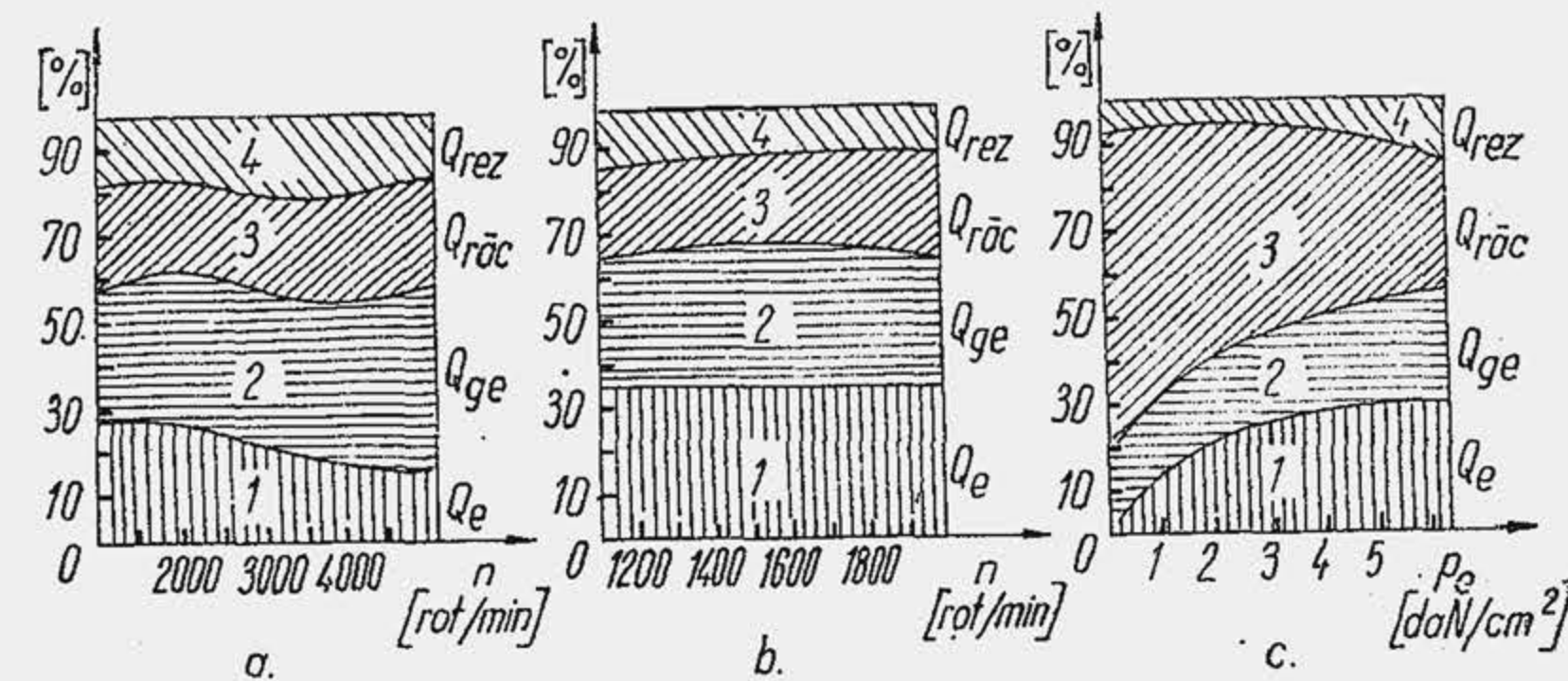


Fig. 8.4. Influența sarcinii și turației asupra bilanțului termic:  
a — MAS; b — MAC; c — MAC.

diferență. Mărimea diferitelor componente ale bilanțului energetic se arată în tabela 8.2. Variația componentelor bilanțului energetic cu turația și sarcina se arată în figura 8.4.

### 8.5. CALCULUL DIMENSIUNILOR FUNDAMENTALE

Se numesc dimensiuni fundamentale ale motorului alezajul cilindrului  $D$  și cursa pistonului  $S$ . Dimensiunile fundamentale se determină pe baza formulei puterii (1.18), căreia i se asociază relația (1.1):

$$P_e [\text{kW}] = \frac{p_e V_s i n}{300 \nu} (1.18); \quad V_s [\text{dm}^3] = 10^{-6} \frac{\pi D^2}{4} S \quad (1.1)$$

La proiectare se cunoaște puterea  $P_e$ , determinată pe baza calculului de tracțiune al autovehiculului. Cele două relații se tratează ca un sistem de ecuații care cuprinde șapte necunoscute ( $p_e$ ,  $\nu$ ,  $V_s$ ,  $i$ ,  $n$ ,  $D$  și  $S$ ). Una dintre necunoscute, presiunea  $p_e$  se determină sigur prin calculul termic al motorului. Următoarea necunoscută, numărul de timpi  $\nu$  se definește la proiectarea de concepție (v. cap. 29), dar, pentru motoarele de autovehicule este aproape universală soluția  $\nu = 4$ . Pentru următoarele cinci necunoscute proiectantul caută condiții suplimentare. Pe baza experienței acumulate de-a lungul dece-

niilor în domeniile proceselor termice, construcției și fabricației, proiectantul apelează la următoarele relații suplimentare:

$$\psi = \frac{S}{D} (8.16); \quad n = \frac{30\,000}{S} \bar{W}_P (8.17); \quad \bar{W}_P = 10^{-3} \frac{S n}{30} (8.17*);$$

$$P_L = \frac{P_e}{V_i} (8.18); \quad V_i = i V_s (8.19); \quad P_{e1} = \frac{P_e}{i} (8.20); \quad P_A = 10^4 \frac{P_{e1}}{\pi D^2 / 4} (8.21);$$

unde  $S$  și  $D$  sînt în mm,  $\bar{W}_P$  în m/s,  $n$  în rot/min;  $P_e$  și  $P_{e1}$  în kW(CP);  $V_s$  și  $V_i$  în dm<sup>3</sup>;  $P_L$  în kW/l (CP/l);  $P_A$  în kW/dm<sup>2</sup> (CP/dm<sup>2</sup>).

Fiecare dintre relațiile (8.16)...(8.21) introduce o necunoscută nouă ( $\psi$ ,  $\bar{W}_P$ ,  $P_L$ ,  $V_i$ ,  $P_{e1}$  și  $P_A$ ), astfel că, în sens strict matematic, problema păstrează același grad de nedeterminare. Dar, pornind de la cunoștințele actuale, proiectantul poate alege valoarea oricăreia dintre noile necunoscute și determină în acest fel dimensiunile fundamentale. În opoziție cu această soluție, în capitolul 29 se arată o metodă care permite ridicarea completă a gradului de nedeterminare, bazată pe un număr de relații care se referă la nivelul de solicitare termică și mecanică a motorului. În continuare se discută valoarea noilor necunoscute.

Relația (8.16) stabilește o corelație între cursă și alezaj;  $\psi$  se numește *raportul cursă pe diametru* și are semnificații funcționale și constructive atât de importante încît motoarele de autovehicule se împart astăzi în trei clase mari după valoarea acestui raport. Motoarele care au  $\psi = 1$  se numesc motoare *pătrate* ( $S=D$ ); motoarele care au  $\psi < 1$  se numesc motoare *subpătrate* ( $S < D$ ), iar acelea care au  $\psi > 1$  se numesc motoare *suprapătrate* ( $S > D$ ). MAS-urile moderne sînt în general motoare subpătrate ( $\psi = 0,57...0,95$ ); MAC-urile moderne sînt motoare suprapătrate ( $\psi = 1,05...1,35$ ). Multe decenii, motoarele au adoptat formula  $\psi > 1$ . Trecerea la motoarele subpătrate, începînd din anii '50, a condus la cîteva avantaje importante. În primul rînd se observă că, reducerea lui  $\psi$  pentru aceeași cilindree (fig. 8.5), micșorează înălțimea motorului și totodată înălțimea turismului, ceea ce este esențial pentru realizarea unor mașini cu o viteză sporită de înaintare și cu o vizibilitate mai bună pentru conducător.

Se compară două motoare, dintre care unul dintre ele va fi considerat motor de referință și va fi desemnat prin mărimi stelate. Dacă motoarele păstrează aceeași cilindree,  $V_s = V_s^*$ , la reducerea raportului  $\psi$  apar mai multe implicații: se substituie relația (8.16) în (1.1) și se obține  $S^3/\psi^2 = S^{*3}/\psi^{*2}$  și  $D^3\psi = D^{*3}\psi^*$ , de unde rezultă:

$$S/S^* = (\psi/\psi^*)^{2/3} \quad (8.22)$$

$$D/D^* = (\psi^*/\psi)^{1/3} \quad (8.23)$$

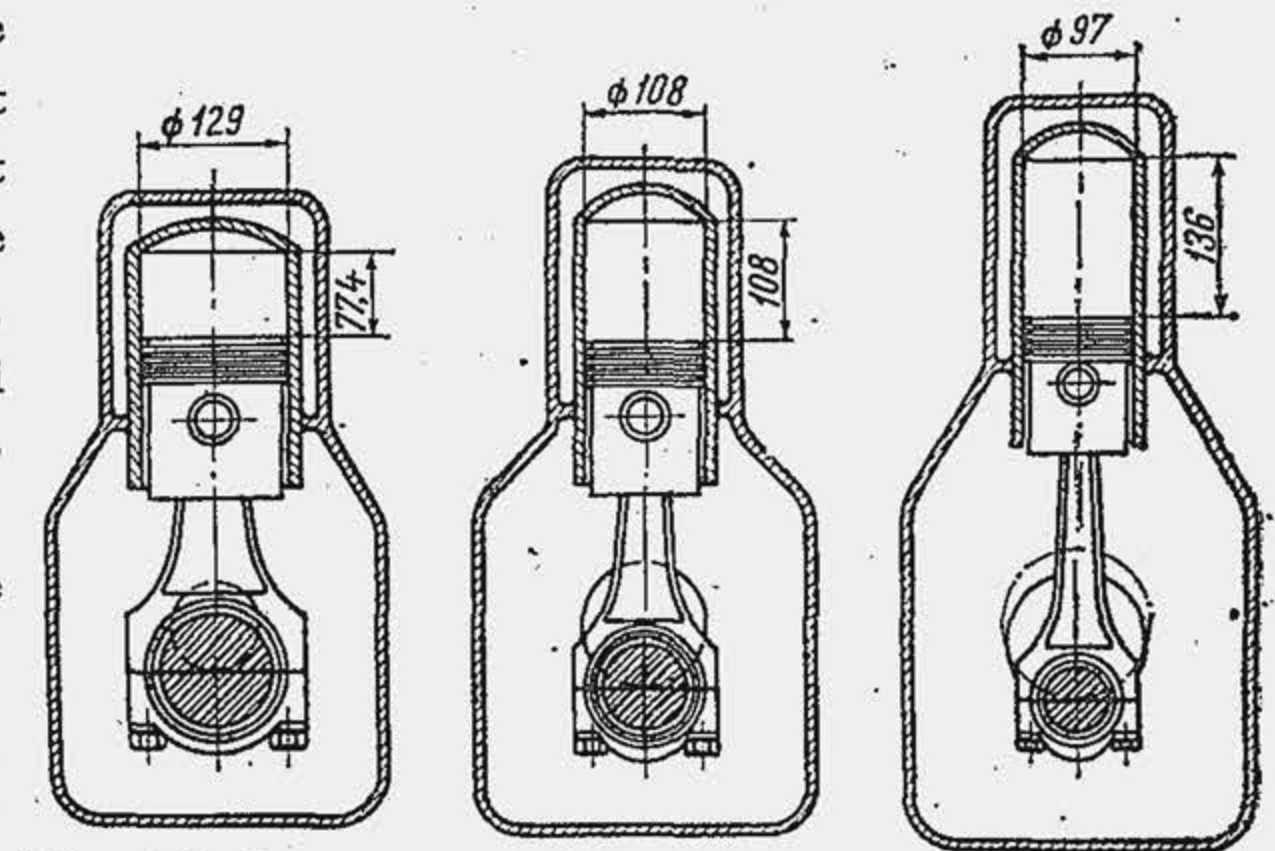


Fig. 8.5. Influența raportului  $S/D$  asupra înălțimii unui motor de 1 l cilindree.



Din relația (8.22) rezultă că dacă  $\psi$  scade, cursa motorului se micșorează. Considerând ca exemplu cazul  $\psi^* = 1$ ,  $\psi = 0,7$  se observă că  $S/S^*$  se micșorează de 0,78 ori. Din motive care se arată mai departe viteza medie a pistonului se limitează. Dacă se impune condiția  $\bar{W}_P = \bar{W}_P^*$  rezultă  $S n = S^* n^*$  sau  $n/n^* = S^*/S$ . Cu relația (8.22) rezultă

$$n/n^* = (\psi^*/\psi)^{2/3}, \quad (8.24)$$

iar pentru exemplul considerat,  $n/n^*$  crește de 1,268 ori. Așadar, micșorarea raportului  $\psi$  permite mărirea turației, fără a compromite viteza  $\bar{W}_P$ . Această proprietate a fost hotărâtoare pentru trecerea la motoarele actuale de turism, de putere litrică sporită. Mărirea turației creează dificultăți de umplere, dar, se observă din relația (8.23) că reducerea lui  $\psi$  permite creșterea alezajului, pentru exemplul dat, de 1,126 ori. Se oferă astfel posibilitatea montării în chiulasă a unor supape cu talere de diametru sporit, ceea ce atenuează efectul negativ al creșterii turației asupra lui  $\eta_v$ . Un alt avantaj al reducerii raportului  $\psi$  și al cursei  $S$  îl constituie creșterea turației critice a arborelui cotit (v. par. 14.1) ceea ce face posibilă utilizarea unor turații nominale mai mari, fără pericolul de rezonanță. MAS-urile nu folosesc amortizoare de vibrații. La reducerea raportului  $\psi$  atrage atenția și câteva dezavantaje: forța de presiune a gazelor  $F_p$  este proporțională cu  $\pi D^2/4$  sau  $F_p \sim D^2$  (v. rel. 10.26); pentru cele două motoare rezultă ținând seama de (8.23)  $F_p/F_p^* = D^2/D^{*2} = (\psi^*/\psi)^{2/3}$ . În exemplul considerat  $F_p$  crește de 1,268 ori. Pe de altă parte forța de inerție a pistonului este  $F_{AP} \sim m_P r \omega^2$  (v. rel. 10.28). Se consideră frecvent că masa pistonului este  $m_P \sim D^3$ . Ținând seama de relațiile (8.22)...(8.24) rezultă

$$\frac{F_{AP}}{F_{AP}^*} = \frac{m_P r \omega^2}{m_P^* r^* \omega^{*2}} = \left(\frac{D}{D^*}\right)^3 \cdot \left(\frac{S}{S^*}\right) \cdot \left(\frac{n}{n^*}\right)^2 = \left(\frac{\psi^*}{\psi}\right)^{3/3} \cdot \left(\frac{\psi}{\psi^*}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\psi^*}{\psi}\right)^{4/3} = \left(\frac{\psi^*}{\psi}\right)^{5/3},$$

ceea ce înseamnă că pentru exemplul considerat  $F_{AP}$  crește de 1,81 ori. Creșterea forțelor de presiune și de inerție la reducerea lui  $\psi$  este hotărâtoare pentru MAC, care funcționează cu presiuni maxime mai ridicate și folosește pistoane de masă sporită. De aceea, la MAC reducerea lui  $\psi$  deși se manifestă ca o tendință, rămâne în urmă fața de MAS. Cu rare excepții, MAC-ul este un motor suprapătrat; frecvent,  $\psi$  tinde astăzi spre unitate. Reducerea lui  $\psi$  odată cu creșterea alezajului amplifică înclinarea la detonație a MAS-ului; la MAC se pretinde un jet cu penetrație mai mare, pentru o cameră unitară deschisă.

Viteza medie a pistonului se corelează cu procesul de uzare și cu încărcarea mecanică și termică a organelor mecanismului motor. Se admite că uzarea mecanismului motor este proporțională cu viteza medie a pistonului, deoarece frecările interioare sînt determinate de viteza relativă dintre suprafețele în mișcare. La motoarele de autovehicule  $\bar{W}_P$  variază în limitele: 9...13 m/s la MAC și 10...17 m/s la MAS. Valorile mai mici se impun pentru motoarele de autobuze și autocamioane, care trebuie să realizeze o durabilitate sporită. La motoarele mașinilor de cursă  $\bar{W}_P = 15...23$  m/s. Dacă se alege  $\bar{W}_P$  turația rezultă din calcul (rel. 8.17). La proiectare, adeseori problema se tratează invers. Se impune  $n$ , pentru a obține avantaje de putere litrică, dar se limitează pentru a nu compromite umplerea și arderea, pentru a nu amplifica forțele de inerție. La motoarele de autovehicule  $n$  variază în limitele 1800...2800 rot/min pentru MAC de autobuze și autocamioane;  $n = 4000...5000$  rot/min pentru MAC de turisme;  $n = 3300...4500$  rot/min pentru MAS de autocamioane și autobuze;  $n = 4500...6000$  rot/min pentru MAS de turisme;  $n = 7500...12000$  rot/min pentru MAS-urile mașinilor de curse. Dacă se alege  $n$  se verifică viteza  $\bar{W}_P$  (rel. 8.17\*). La alegerea vitezei  $\bar{W}_P$  trebuie să se țină seama și de considerentele evidențiate la discutarea relației (1.19).

Un indice de performanță a motorului este puterea litrică  $P_L$  (rel. 8.18). Pentru avantajele care le creează puterile litrice ridicate, la proiectare se impune  $P_L$  ca un deziderat de competitivitate.  $P_L = 15...30$  kW/l (20...40 CP/l) la MAC;  $P_L = 30...45$  kW/l (40...60 CP/l) la MAS.

Litrajul  $V_t$  reprezintă o mărime atât de importantă încît autoturismele se clasifică adeseori după valoarea acestuia. Astfel, se disting: autoturisme de mic litraj ( $V_t = 0,6...1,1$  l); autoturisme de litraj mediu ( $V_t = 1,2...1,8$  l); autoturisme de litraj mare ( $V_t = 2...3$  l), autoturisme de litraj foarte mare ( $V_t = 3...6$  l). Pentru mașinile de curse litrajul este o mărime legată de formula de concurs. Adeseori, la proiectare, pentru motoarele de autoturisme, litrajul apare ca o mărime impusă.

Puterea efectivă  $P_{e1}$  (rel. 8.20) reprezintă puterea dezvoltată de un cilindru al motorului și se numește *puterea pe cilindru*. Puterea  $P_{e1}$  este corelată cu numărul de cilindri, care arată gradul de compartimentare al litrajului. De exemplu, litrajul de 12 l al unui MAC de autocamion poate fi împărțit în unități de 2 l; 1,5 l; 1,2 l care corespund la 6, respectiv 8 și 10 cilindri. Precizarea gradului de compartimentare a unui motor reprezintă una dintre cele mai complexe probleme ale proiectării de concepție (v. cap. 29). Se observă că, cu cît gradul de compartimentare este mai înalt, cu cît  $i$  este mai mare, cu atît puterea  $P_{e1}$  este mai redusă. Solicitarea mecanică și termică a unui motor este cu atît mai redusă cu cît  $P_{e1}$  este mai mic, deoarece se micșorează dimensiunile fundamentale  $D$  și  $S$ , deci și forța de presiune ( $F_p \sim D^2$ ) și forța de inerție ( $m_P \sim D^3$ ,  $r = S/2$ ) și viteza medie  $\bar{W}_P$  ( $\bar{W}_P \sim S$ ),  $n$  fiind invariabil. În exploatare un motor cu un cilindru ar fi ideal pentru că lucrările de întreținere și reparație se efectuează la un singur mecanism motor. Un motor cu un cilindru nu este însă realizabil la nivelul actual de tehnică, pentru puterile și dimensiunile cerute de un autovehicul.

Se compară două motoare care îndeplinesc următoarele condiții:  $V_t = V_t^*$ ;  $p_e = p_e^*$ ;  $\bar{W}_P = \bar{W}_P^*$ ;  $v = v^*$ . Din relația (1.19) rezultă:  $P_e = k V_t p_e \bar{W}_P (1/S)$ ,  $k$  fiind o constantă. Așadar, pentru a mări puterea motorului, trebuie micșorată cursa. Există două posibilități: din condiția  $V_t = V_t^*$  adică  $i D^2 S = i^* D^{*2} S^*$ : 1)  $i = i^*$  și se substituie  $D$  din relația (8.16):  $S^3/\psi^2 = S^{*3}/\psi^{*2}$ ; deci dacă se micșorează  $S$  se reduce și  $\psi$ , dar cazul  $\psi$  variabil a fost discutat anterior; 2)  $\psi = \psi^*$ , atunci  $i S^3 = i^* S^{*3}$  sau  $S^*/S = (i/i^*)^{1/3}$  — iar

$$P_e/P_e^* = S^*/S = (i/i^*)^{1/3}, \quad (8.25)$$

ceea ce arată că prin mărirea gradului de compartimentare a aceluiași litraj se obține o putere sporită, pentru aceeași presiune medie  $p_e$  și aceeași viteză medie  $\bar{W}_P$ . Întrucît  $V_t = \text{ct}$ , rezultă că  $(P_e/V_t)/(P_e^*/V_t^*) = P_L/P_L^* = (i/i^*)^{1/3}$ . În figura 8.6 s-a reprezentat dependența  $P_L(i)$  calculată, luînd ca motor de referință  $i^* = 1$ ;  $V_t^* = 0,4$  l;  $P_L^* = 73,5$  kW/l. Confruntarea curbelor [2] cu valorile puterii litrice pentru 150 motoare care echi-pează mașini de curse și turisme sport

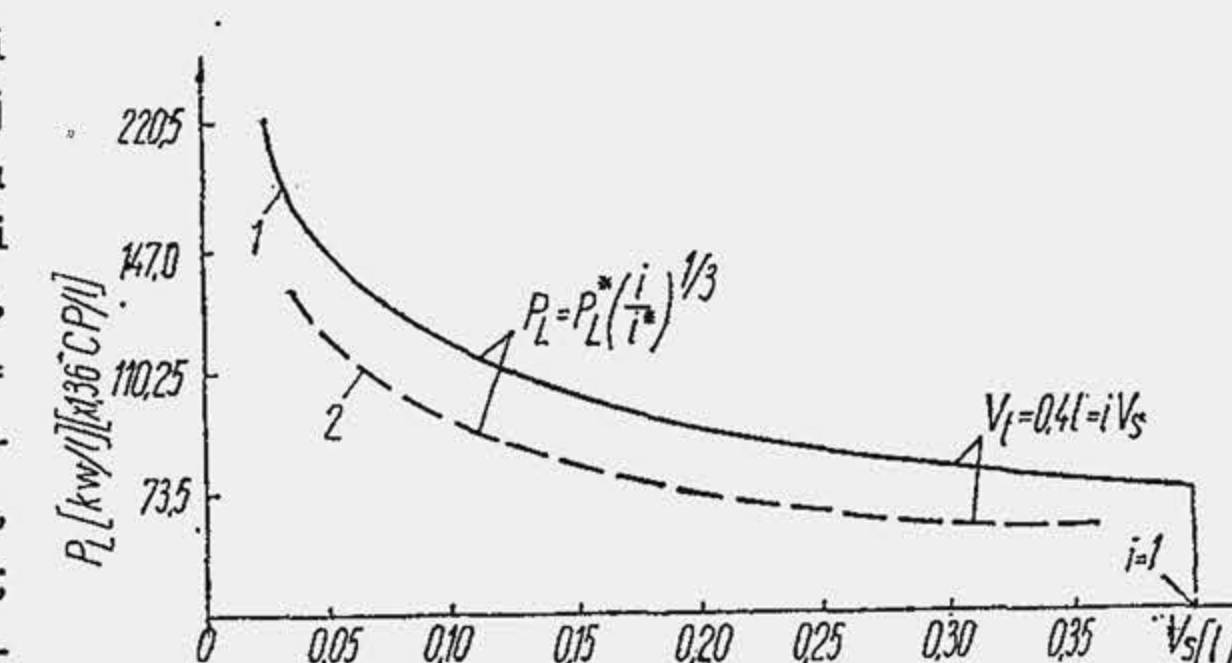


Fig. 8.6. Influența numărului de cilindri asupra puterii litrice:

1 — mașini de curse; 2 — turisme sport.



a dat o bună coincidență. Mărirea numărului de cilindri reprezintă o soluție costisitoare în fabricație și exploatare. Proiectantul o adoptă numai când este constrins de limitarea puterii pe cilindru sau de considerente suplimentare, care se prezintă în capitolele următoare.

Motoarele actuale pentru autovehicule se construiesc cu  $i = 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12$  și  $16$  cilindri. La motoarele de turism,  $i = 2 \dots 8$  la motoarele pentru mașini de curse,  $i = 8, 10, 12, 16$ ; la motoarele de autocamioane, autobuze tractoare,  $i = 3 \dots 16$ . Puterea pe cilindru variază în limitele:  $P_{e1} = 7 \dots 20$  kW/cil ( $10 \dots 28$  CP/cil) pentru autoturisme;  $P_{e1} = 14 \dots 37$  kW/cil ( $20 \dots 50$  CP/cil) pentru autocamioane și autobuze. Relația (8.20) se folosește la proiectare în ambele sensuri: fie se alege  $i$ , fie se alege  $P_{e1}$ .

Puterea raportată la aria pistonului (rel. 8.21) reprezintă o mărime care apreciază gradul de încărcare termică a pistonului (v. cap. 29). Ea este o mărime restrictivă îndeosebi pentru MAC și variază la motoarele de autovehicule, în limitele  $P_A = 14,7 \dots 36,7$  kW/dm<sup>2</sup> ( $20 \dots 50$  CP/dm<sup>2</sup>). Din relația (1.19) rezultă  $P_A = P_e / i (\pi D^2 / 4) = (10^{-4} / v) p_e \bar{W}_P$ , ceea ce arată că dacă se alege  $P_A$  și se cunoaște  $p_e$  se precizează și  $\bar{W}_P$ .

Este suficient să se aleagă trei dintre cei șase parametri definiți de relațiile (8.16) ... (8.21) pentru ca sistemul (1.18) și (1.1) să devină determinat.

**Exemplul numeric 8.2.** Să se determine dimensiunile fundamentale ale unui MAC de autocamion în patru timpi, care dezvoltă o putere maximă  $P_e = 158$  kW (215 CP) la  $p_e = 8,5$  daN/cm<sup>2</sup>. Se alege:  $\psi = 1,24$ ;  $\bar{W}_P = 11$  m/s;  $P_{e1} = 26,33$  kW (35,8 CP).

**R.** Din relația (8.20) rezultă  $i = 158 / 26,33 = 6$ . Substituind (1.1) în (1.18) și grupând termenii se obține  $1200 P_e = 10^{-6} \cdot i \cdot p_e (\pi D^2 / 4) \cdot S \cdot n$ ; din (8.17) rezultă  $S \cdot n = 30000 \cdot 11 = 330000$  astfel că:  $1200 \cdot 158 = 10^{-6} \cdot 6 \cdot 8,5 \cdot 330000 (\pi / 4) D^2$ , de unde  $D = 120$  mm. Din (8.16) rezultă  $S = 1,24 \cdot 120 = 149$  mm. Din (8.17):  $n = 30000 \cdot 11 / 149 = 2215$  rot/min. Din (1.1):  $V_S = 10^{-6} \cdot (\pi / 4) \cdot 120^2 \cdot 149 = 1,685$  l. Din (8.19):  $V_t = 1,685 \cdot 6 = 10,1$  l. Se verifică celelalte mărimi:  $P_L = 158 / 10,1 = 15,64$  kW/l =  $21,3$  CP/l;  $P_A = 10^4 \cdot 26,33 / (\pi / 4) \cdot 120^2 = 23,3$  kW/dm<sup>2</sup> =  $31,7$  CP/dm<sup>2</sup>.

## BIBLIOGRAFIE

1. Grünwald, B. Unele probleme ale proiectării de concepție a motoarelor diesel. Buletinul I.P.B. 4, 1978
2. Krautter, W. Mărirea numărului de cilindri sporește puterea motoarelor la o cilindree totală dată. SAE Journal 5, 1970
3. Giacosa, D. Motori Endotermici. Milano, Ed. U. Hoepli, 1975
4. Lenin, I. M. Automobilnii i tractornii dvigatelii, Moskva, Izd. „Viššaia Șkola”, 1976

# 9.

## CARACTERISTICILE MOTOARELOR

### 9.1. CONDIȚII DE DETERMINARE

Se numește *caracteristică* a unui motor diagrama care reprezintă curbele de variație a unor mărimi sau indici de performanță ai motorului (puterea, momentul motor, consumul de combustibil etc.) în funcție de un parametru de regim (turația, sarcina) sau un parametru de reglaj, considerat ca variabilă independentă.

Caracteristicile unui motor servesc la stabilirea posibilităților de utilizare a acestuia, precum și la precizarea reglajelor optime. Caracteristicile motoarelor se împart în mai multe clase și anume: 1) caracteristicile de reglaj; 2) caracteristica de pierderi; 3) caracteristica de sarcină; 4) caracteristicile de turație, caracteristici diverse\*).

Caracteristicile motorului se determină numai pe cale experimentală, după metodici standardizate. În România caracteristicile motoarelor cu ardere internă pentru autovehicule se determină în conformitate cu STAS 6635-76. Standardul prevede măsurarea unui număr de 18 mărimi (tab. 9.1) la încercarea motorului pe banc. Primele trei mărimi (1...3) precizează sau servesc pentru determinarea performanțelor energetice și economice ale motorului. Performanța de moment motor se măsoară direct, puterea se determină cu relația (1.20). Următoarele două mărimi (4 și 5) definesc starea mediului ambiant. Grupul de mărimi care urmează (6 și 7) servește pentru determinarea performanței de umplere (v. rel. 2.17) și pentru aprecierea perfecțiunii arderii prin coeficientul de dozaj (v. rel. 2.3) și indicele de fum. Se disting apoi mărimile (8 și 9) care precizează regimul termic al motorului. Funcționarea motorului se controlează prin grupul de opt mărimi care urmează (10...17). În fine, ultima mărime (timpul) servește pentru determinarea consumului orar de combustibil și turației medii.

Motorul se montează pe un stand sau banc de încercare prevăzut cu aparatura necesară determinării tuturor mărimilor din tabela 9.1. Schema de principiu a standului se arată în figura 9.1 iar numerele corespund mărimilor din tabela 9.1.

Motorul se încarcă prin intermediul unui echipament numit frână. Frâna  $F$  se cuplează direct cu motorul  $M$  (fig. 9.1). Frâna aplică la flanșa arborelui cotit un moment rezistent egal cu momentul efectiv dezvoltat de motor. Totodată, frâna disipează lucrul mecanic dezvoltat de motor, prin frecare sau prin curenți electrici. De aceea, frânele se împart în două clase: frâne

\* Clasa caracteristicilor de regulator se tratează în par. 18.6.



Tabela 9.1

## Mărimile măsurabile la încercarea motorului pe stand

Nr. crt.	Mărimea	Unitatea de măsură	Precizia de măsurare
1	Momentul motor	daN·m	$\pm 0,5\%$
2	Turația arborelui motor	rot/min	$\pm 0,5\%$
	Numărul total de rotații ale arborelui motor	rotații	$\pm 10$ rot
3	Consumul orar de combustibil	kg/h sau (l/h)	$\pm 1\%$
4	Presiunea atmosferică	kPa	$\pm 0,070$ kPa
		(mm Hg)	$\pm 0,5$ mm Hg
5	Temperatura aerului	°C	$\pm 1^\circ\text{C}$
6	Consumul de aer (măsurarea se execută după necesitate)	kg/h sau (m <sup>3</sup> /h)	$\pm 2,0\%$
7	Indicele de fum (la MAC)	Bosch Hartridge	$\pm 3\%$
8	Temperatura gazelor de evacuare	°C	$\pm 5^\circ\text{C}$
9	Temperatura lichidului de răcire	°C	$\pm 1^\circ\text{C}$
10	Temperatura uleiului	°C	$\pm 1^\circ\text{C}$
11	Presiunea uleiului	kPa	$\pm 10$ kPa
		(at)	$\pm 0,1$ at
12	Presiunea combustibilului	kPa	$\pm 5$ kPa
		(at)	$\pm 0,05$ at
13	Presiunea sau depresiunea din sistemul de evacuare a gazelor de ardere	kPa	$\pm 0,025$ kPa
		(mm H <sub>2</sub> O)	$\pm 2,5$ mm H <sub>2</sub> O
14	Presiunea gazelor de ardere la intrarea în turbină la motoarele supraalimentate cu turbocompresor	kPa	$\pm 0,5$ kPa
		(mm Hg)	$\pm 3,75$ mm Hg
15	Depresiunea în galeria de admisiune sau presiunea de supraalimentare	kPa	$\pm 0,5$ kPa
		(mm Hg)	$\pm 3,75$ mm Hg
16	Depresiunea de comandă a avansului la MAS (dacă motorul are dispozitiv de avans vacuumatic)	mm H <sub>2</sub> O mm Hg sau kPa	$\pm 1\%$
17	Unghiul de avans la aprindere (la MAS), respectiv unghiul de avans la injecție (la MAC)	grade rotație arbore cotit	$\pm 1^\circ$
18	Timpul	s	$\pm 0,2$ s

cu frecare și frâne electrice. Frânele cu frecare sînt de tipul mecanic, aerodinamic, hidraulic. Ultimul tip are în prezent o largă răspîndire deoarece este simplu și are o mare capacitate de a disipa lucrul mecanic.

Frîna hidraulică este alcătuită dintr-un disc 1, fixat pe arborele 2 care se cuplează cu motorul (fig. 9.2, a). Discul se mișcă în interiorul carcasei 3 care se sprijină liber pe rulmenții 4. De la un rezervor de egalizare a presiunii, apa pătrunde în carcasă prin robinetul 5, este proiectată la periferie de forțele centrifugale și formează un inel 6, fiind evacuată prin conducta 7. Grosimea inelului de apă se reglează prin roata melcată 8, care rotește ștuțurile rabatabile 9 de evacuare. Lucrul mecanic dezvoltat de motor este preluat de frecarea dintre disc și inelul de apă, precum și de mișcările turbulente intense din interiorul inelului. Frecarea dintre inelul de apă și carcasă dezechilibrează carcasa care se rotește. Carcasa se aduce în poziția inițială, aplicînd în exterior un moment care este egal cu momentul motor. În acest scop, pe carcasa frînei se fixează un braț 10, de lungime  $L$ , cuplat cu un dispozitiv de pendulare. Momentul forței de masă  $m$  echilibrează momentul dat de forța  $F$  a cărei valoare se citește pe un cadran. Momentul rezistent va fi  $M_R = F \cdot L$ , iar puterea motorului  $P_e[\text{kW}] = F \cdot L \cdot n / 955$  sau  $P_e[\text{CP}] = FLn / 716,2$ . Pentru comoditate se alege lungimea  $L = 0,955$  m în primul caz și  $L = 0,7162$  m în al doilea caz, în ambele cazuri  $P_e = Fn / 1000$ .

Frîna electrică este de tipurile: electromagnetice, de curent continuu și de curent alternativ. Primul tip este pe cale de răspîndire. Frîna electromagnetice (fig. 9.2, c) se bazează pe fenomenul curenților turbionari care se formează între rotorul 1 și statorul 2, prevăzut cu o bobină inelară 3. Curenții turbionari care se formează în stator se opun mișcării rotorului și creează moment rezistent. Lucrul mecanic se disipează sub formă de căldură; curenții turbionari încălzesc statorul, din care cauză acesta este prevăzut cu un sistem de răcire cu apă, în circuit deschis. Momentul motor se măsoară ca și în cazul precedent, ca urmare a dezechilibrului statorului. Frîna se caracterizează printr-o mare stabilitate în precizie și oferă posibilitatea automatizării instalației.

Consumul de combustibil se determină prin metoda volumetrică și metoda gravimetrică. Prima metodă este simplă dar pretinde cunoașterea densității combustibilului. Măsurarea gravimetrică a consumului de combustibil, care se răspîndește în prezent se efectuează cu ajutorul

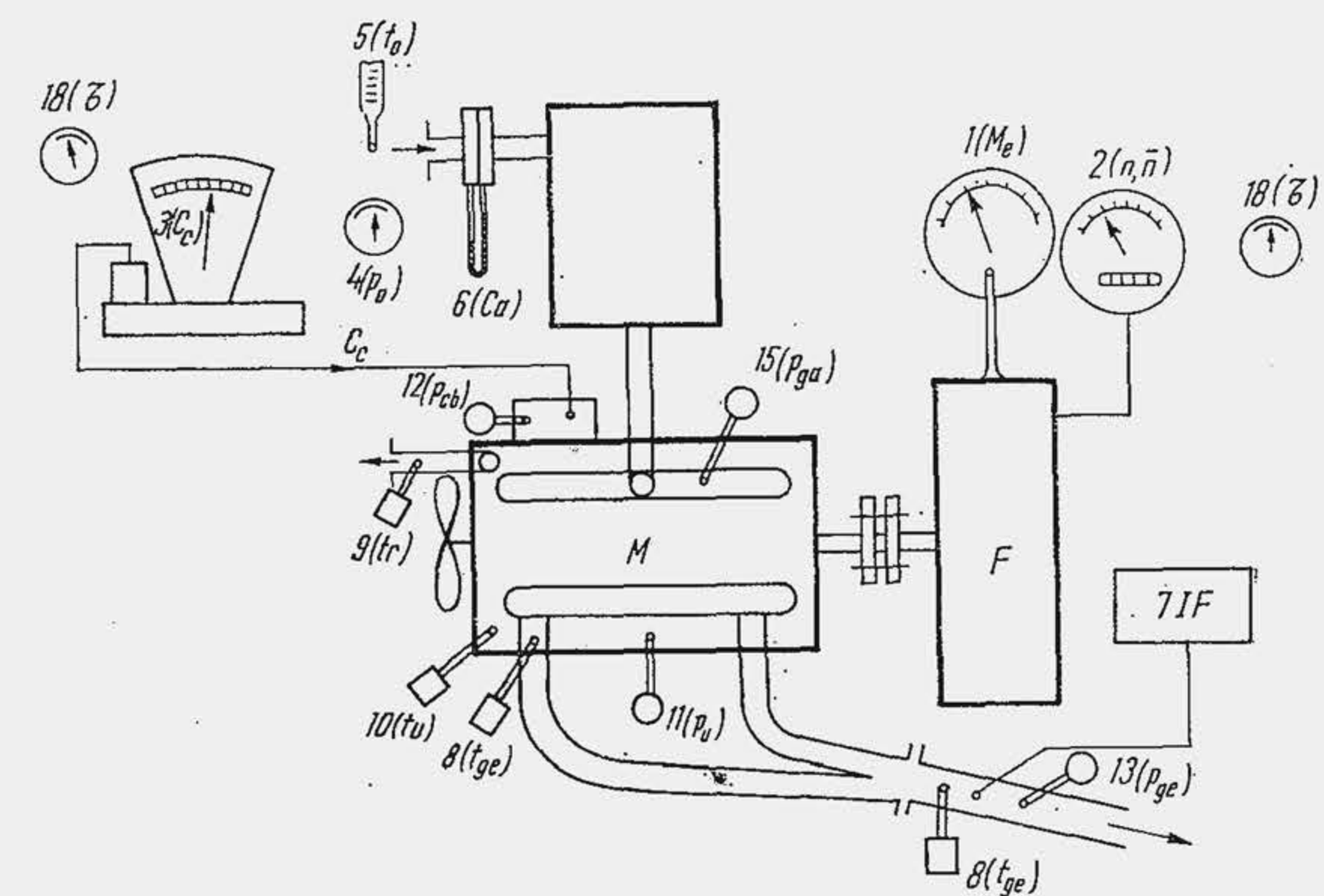


Fig. 9.1. Schema instalației pentru determinarea caracteristicilor standard.



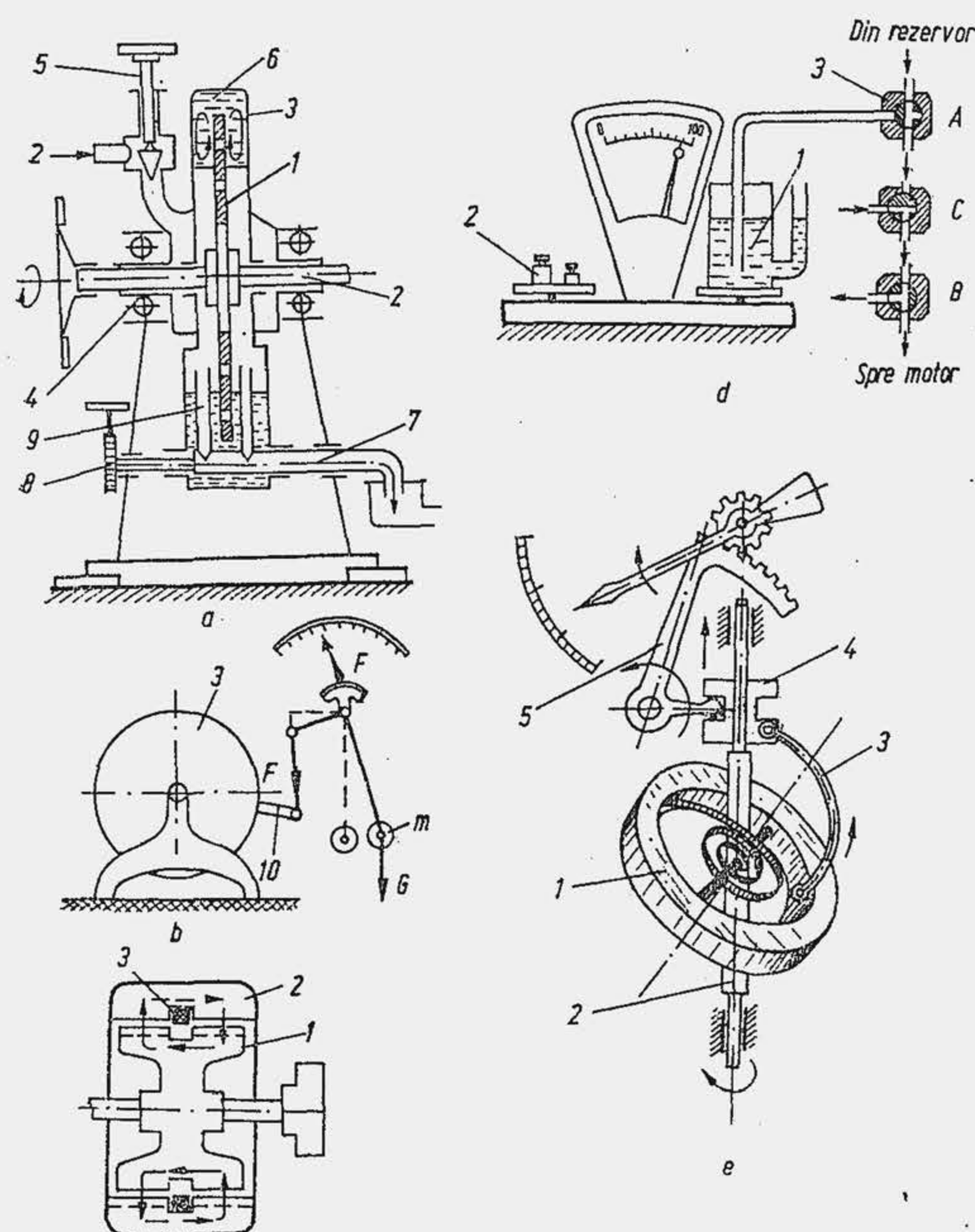


Fig. 9.2. Echipamente și instrumente de măsurare pentru caracteristicile standard: frina hidraulică (a și b); frina electrică (c); cântar (d); tahometru (e).

unei balanțe (fig. 9.2). Pe un platou se așază vasul de alimentare 1, pe celălalt, mase de echilibrare statică 2. Un robinet 3 cu trei căi asigură alimentarea în trei situații distincte A, B, C. Comutarea robinetului în poziția C obligă motorul să consume combustibil din vasul 1. Se măsoară timpul în care se consumă o anumită cantitate de combustibil, precizată de acul balanței și se calculează consumul orar  $C_c$ .

În prezent instalația se automatizează. Cronometrul pentru măsurarea timpului este acționat de un relee, comandat electric. În circuitul electric se prevede o fotocelulă fixată pe acul indicator al cântarului: pe cadranul cântarului se fixează două surse de lumină, în dreptul a două repere care definesc cantitatea de combustibil consumată. Cronometrul este declanșat și apoi oprit, când acul trece succesiv prin dreptul celor două repere.

Consumul de aer  $C_a$  se determină cu un debitmetru sau prin metoda diafragmei (v. cap. 2, fig. 2.2). Gradul de umplere se determină din relația (2.17) în care  $C_{fp} = C_a + C_c$  și  $C_{ofp}$  din relația (2.9); în ultima relație  $\rho_{ofp}$  este definit de (2.15). Se obține în final

$$\eta_v = \frac{C_a + C_c}{(0.12/v)\rho_{0a}V_S i n} \cdot \frac{\lambda L_{min} + R_c/R_a}{\lambda L_{min} + 1} \quad (9.1)$$

unde  $C_a, C_c$  sînt în kg/h,  $V_S$  în dm<sup>3</sup>,  $\rho_{0a}$  în kg/m<sup>3</sup>. La MAC,  $\lambda = \infty$ ; la MAS,  $R_c \approx 73 \text{ J/kgK}$ ,  $R_a = 287 \text{ J/kgK}$ ; pentru  $L_{min} = 15$ ,  $\lambda = 1$ , se obține al doilea raport care este 0,95, ceea ce reprezintă o corecție de 5%. Densitatea  $\rho_{0a}$  se referă la condițiile standard.

Turația medie  $\bar{n}$  se determină cu ajutorul unui contor care înregistrează numărul de rotații efectuat de arborele cotit, într-un interval de timp măsurat cu un cronometru. Raportul celor două mărimi precizează turația  $\bar{n}$  care servește pentru calcule. Turația momentană  $n$  servește pentru control și se măsoară cu un tahometru care este de tip centrifugal, magnetic, electric, optic, stroboscopic, electronic. Tahometrul centrifugal (fig. 9.2, e) este alcătuit dintr-un inel 1, antrenat în mișcare de rotație de axul 2. Sub acțiunea forțelor centrifuge inelul se rotește în planul desenului, mișcarea se transmite la acul aparatului prin intermediul arcului 3, mușei 4 și pîrghiei 5.

Presiunile statice se măsoară cu manometrul (suprapresiuni) cu vacuometrul (depresiuni) cu barometrul (presiunea  $p_0$ ) cu manometrul diferențial (diferențe de presiune). Presiunile dinamice se măsoară cu indicatoare mecanice, optice sau electrice. În ultimul caz, receptorul de presiune este de tipul piezoelectric (v. fig. 2.5) capacitiv, rezistiv, inductiv, fotocatodic. În prezent, în domeniul motoarelor se folosește o diversitate de unități de măsură pentru presiune (tab. 9.2).

Temperaturile se măsoară cu termometre cu lichid (cu mercur sau alcool) sau cu termometre electrice (termocuplu sau termometru cu rezistență electrică).

Indicele de fum se măsoară cu aparatul numit fummetru. Se folosesc două tipuri de fummetre, Bosch (B) și Hartridge (H), care funcționează după principii diferite și definesc scări diferite de fum, care poartă numele aparatului. Fummetrul H se bazează pe transparența gazelor de evacuare. O probă de gaze este iluminată cu un fascicul luminos. Dacă  $\Phi_0$  este fluxul luminos care trece prin aer iar  $\Phi$  fluxul care trece prin gazele de evacuare, atunci  $\Phi = \Phi_0 \exp(-kzs)$ , unde  $k$  este coeficientul de extincție, care depinde de natura particulelor și coeficientul de undă a luminii;  $z$  — numărul de particule pe unitatea de volum;  $s$  — aria suprafeței proiectate a particulelor;  $l$  — lungimea drumului optic. O rază de lumină, traversează coloana 1 (fig. 9.3, a) prin care trec gaze prelevate din conducta de evacuare și ajunge la o celulă fotoelectrică plasată într-un circuit în care se generează curentul  $I$ . Apoi sursa luminoasă este deplasată în dreptul tubului de referință 2, plin cu aer și se măsoară curentul  $I_0$ . Intensitățile  $I$  și  $I_0$  sînt proporționale cu fluxurile  $\Phi$  și  $\Phi_0$  iar scala aparatului se gradează liniar, în procente  $100(I - I_0)/I_0$  cu diviziunea zero pentru aer, cu diviziunea 100 cînd fumul obturează complet lumina. Fummetrul B se bazează pe filtrarea gazelor de evacuare. Proba de gaze, prelevată din conducta de evacuare traversează o hîrtie de filtru. Gradul de fum se determină după gradul de înnegrire a hîrtiei de filtru, care se apreciază cu ochiul liber, prin comparație cu hîrtia etalon sau cu un dispozitiv electronic cu fotocelulă. Scara etalon cuprinde 10 diviziuni (b). Nu se poate stabili o corelație exactă între scara B și scara H; o corelație aproximativă se arată în figura (9.3, c)

Tabela 9.2.

Relații de transformare între unitățile de măsură ale presiunii

Unitatea de măsură	N/m <sup>2</sup> Pa	daN/cm <sup>2</sup>	kgf/cm <sup>2</sup> at	bar	mm H <sub>2</sub> O	mm Hg (Torr)	atm
N/m <sup>2</sup> , Pascal	1	10 <sup>-5</sup>	1,0197 · 10 <sup>-5</sup>	10 <sup>-5</sup>	10 197 · 10 <sup>-5</sup>	750 · 10 <sup>-5</sup>	0,987 · 10 <sup>-5</sup>
daN/cm <sup>2</sup>	10 <sup>5</sup>	1	1,0197	1	10 197	750	0,987
kgf/cm <sup>2</sup> , at	0,981 · 10 <sup>5</sup>	0,981	1	0,981	0,1 · 10 <sup>5</sup>	735,6	0,968
bar	10 <sup>5</sup>	1	1,0197	1	10 197	750	0,987
mm H <sub>2</sub> O	9,81	9,81 · 10 <sup>-5</sup>	10 · 10 <sup>-5</sup>	9,81 · 10 <sup>-5</sup>	1	7356 · 10 <sup>-5</sup>	9,68 · 10 <sup>-5</sup>
mm Hg (Torr)	133,3	133,3 · 10 <sup>-5</sup>	136 · 10 <sup>-5</sup>	133,3 · 10 <sup>-5</sup>	13,6	1	131,6 · 10 <sup>-5</sup>
atm	1,013 · 10 <sup>5</sup>	1,013	1,033	1,013	10,33 · 10 <sup>3</sup>	760	1



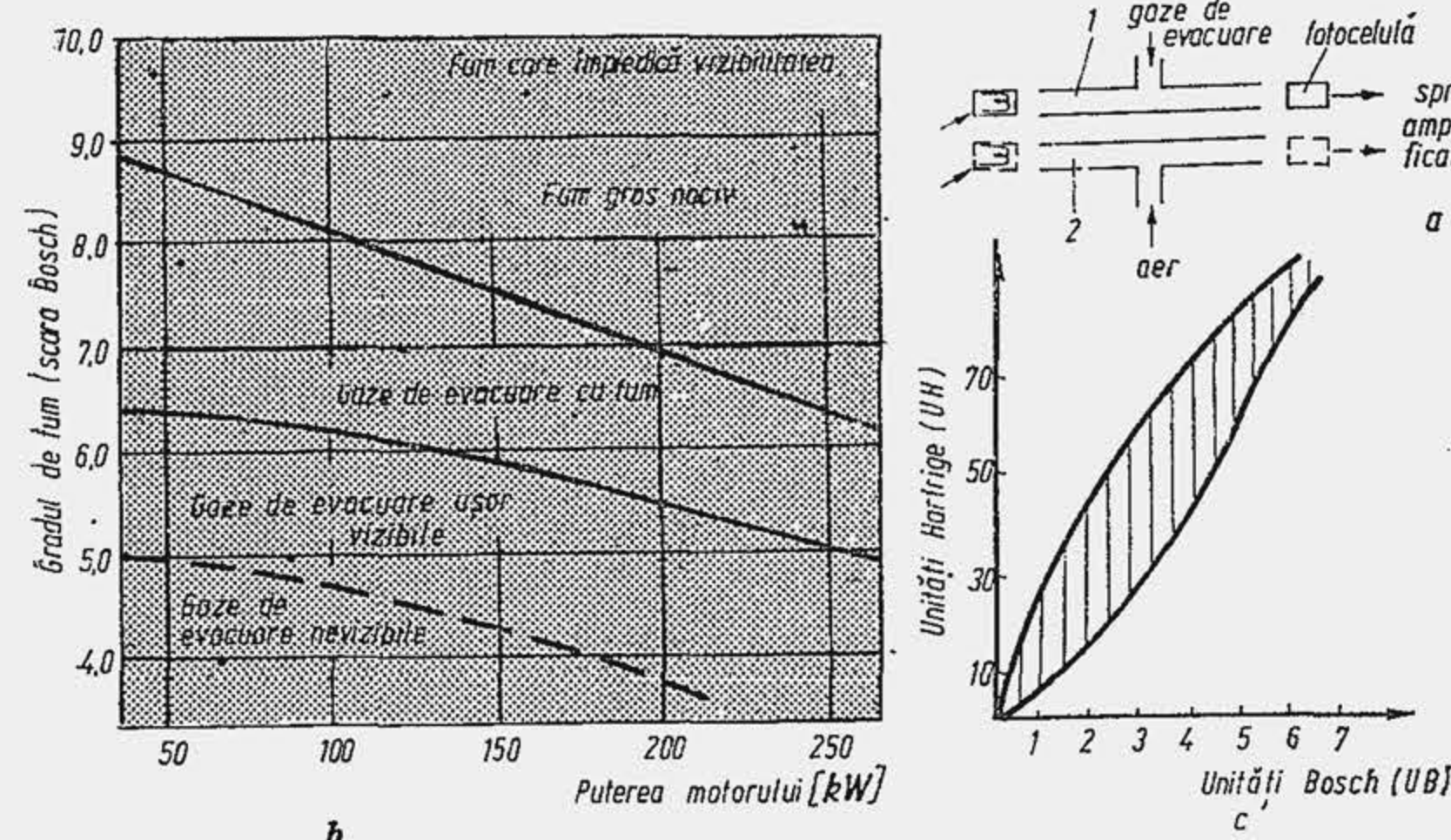


Fig. 9.3. Determinarea indicelui de fum: schema aparatului Hartridge (a); scara-etalon Bosch (b); corelație între scara Bosch și scara Hartridge (c).

Avansul la declanșarea scintei sau injectiei se măsoară static și eventual dinamic. Timpul se măsoară cu un cronometru.

Încercarea motorului se efectuează în regim stabilizat, adică numai atunci când toate mărimile de măsurat rămân invariabile în timp. Măsurarea începe după cel puțin 1 minut de la funcționarea stabilă. În decurs de 1 minut se înregistrează mai multe valori ale fiecărei mărimi de măsurat, după care se determină valoarea medie.

S-au dezvoltat două metode distincte de încercare, după modul în care se echipează motorul cu echipamentele auxiliare. Astfel, când motorul este echipat cu toate instalațiile și agregatele auxiliare (în România conform STAS 10206-75) inclusiv filtrul de aer, instalația de evacuare completă, ventilatorul, generatorul de curent continuu fără sarcină, dispozitivul de pornire, se măsoară la arborele cotit puterea disponibilă pentru consumator, care se numește *putere netă*. Pentru cunoașterea rezervei de putere a motorului, acesta se încearcă cu un număr cât mai redus de echipamente auxiliare (fără filtru de aer, electrogenerator, ventilator) cu suspendarea preîncălzirii încărcăturii proaspete la nivelul conductei de admisiune, eventual cu reglarea manuală a avansului la producerea scintei și a dozajului la valorile optime. În aceste condiții puterea măsurată este maximă posibilă și se numește *putere brută*. Puterea netă se determină în conformitate cu standardul românesc STAS 10206-75, cu standardul german DIN, cu standardul sovietic GOST; în literatura de specialitate, puterea netă este cunoscută sub numele de putere DIN ( $P_{eDIN}$ ). Puterea brută se determină în conformitate cu standardul american și britanic SAE și se mai numește putere SAE ( $P_{eSAE}$ ). În tabela 9.3. se arată condițiile de încercare a motorului după principalele standarde. Curbele  $P_e(n)$  și  $M_e(n)$  determinate după cele două standarde se arată în figura 9.4. Se obține pentru MAS,  $P_{eSAE} = (1,15 \dots 1,20) P_{eDIN}$ ; pentru MAC s-a obținut  $P_{eDIN} = 0,927 P_{eSAE} - 1,9$ .

STAS 6635-76 prevede o probă denumită *siguranța în funcționare* pe baza căreia se determină puterea efectivă la sarcina totală. Astfel, motorul

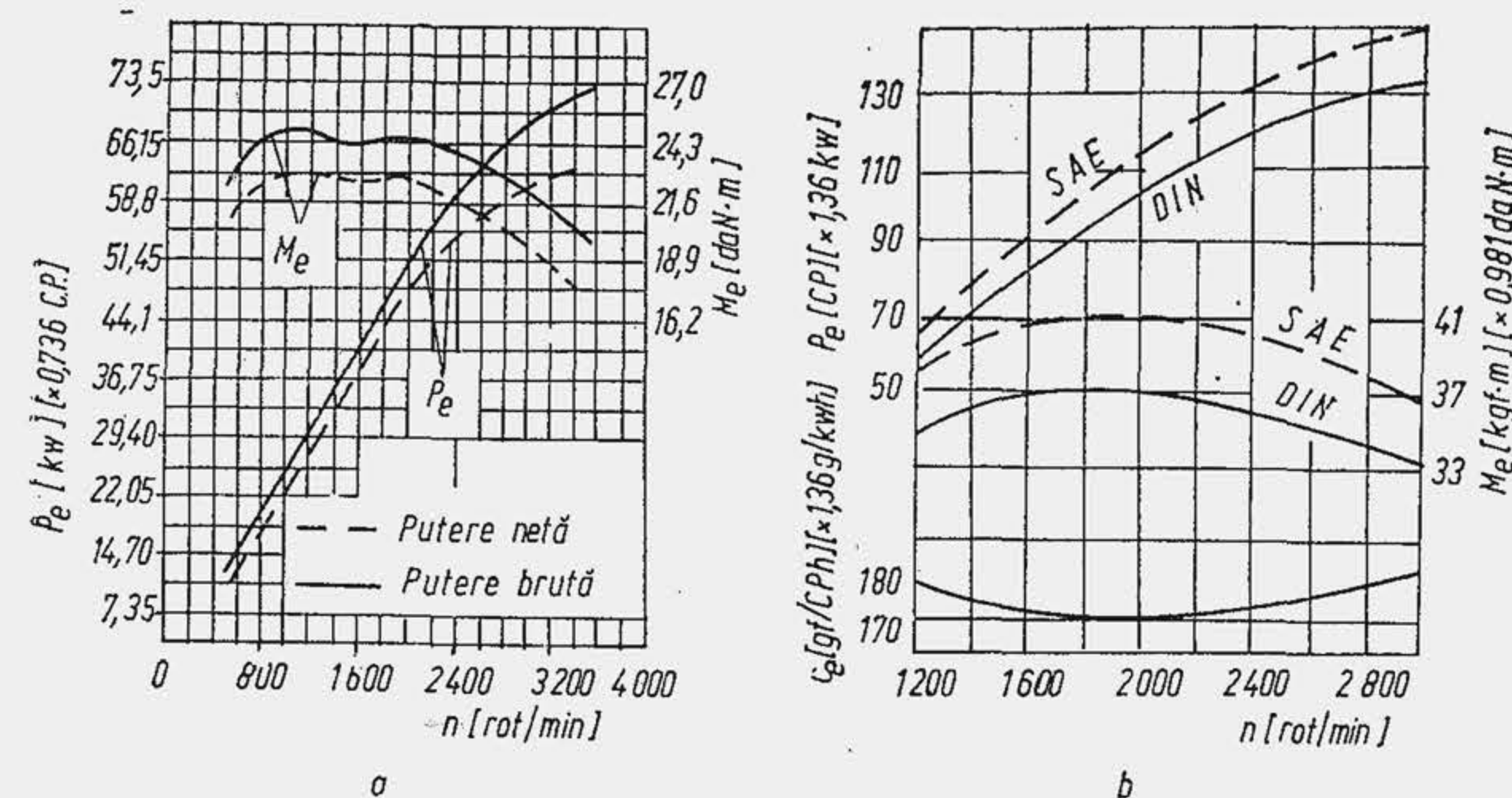


Fig. 9.4. Puterea netă (DIN) și puterea brută (SAE): a—MAS de turism; b—MAC 797-05 fabricat la I.A. Brașov.

Tabela 9.3

Condiții de încercare a motorului

Standardul	Echipamente auxiliare						Condiții atmosferice de încercare	
	Filtru de aer	Amortizor de zgomot	Generator de curent	Ventilator	Radiator	Pompă apă	$t_0$ [°C]	$p_0$ [mm Hg]
STAS 10206-75	Cu	Cu	Cu	Cu	Cu	Cu	25	750
SAE (SUA)	fără	fără	fără	fără	fără	fără	29,4	746,5
DIN (RFG)	Cu	Cu	Cu	Cu	fără	Cu	20	760
GOST (URSS)	Cu	fără	Cu	fără	fără	fără	20	760
BS (Anglia)	fără*	fără*	fără	fără**	fără	Cu	29,4	749
JIS (Japonia)	Cu	fără	Cu	Cu	fără	Cu	15	760

\* Se prevăd sisteme echivalente de sarcină.

\*\* Motoarele răcite cu aer, în ventilator.

de autovehicul se supune unui ciclu de încercări de trei ore, ilustrat în figura 9.5, iar motorul de tractor, unui ciclu de încercări de patru ore.

## 9.2. CARACTERISTICI DE REGLAJ

Se numesc *caracteristici de reglaj* acele caracteristici care precizează dependența dintre anumiți indici de performanță ai motorului (putere, moment motor, consum specific de combustibil etc.) și parametrii de reglaj (avansul la producerea scintei sau avansul la injectie, coeficientul de dozaj, consumul orar de combustibil etc.).

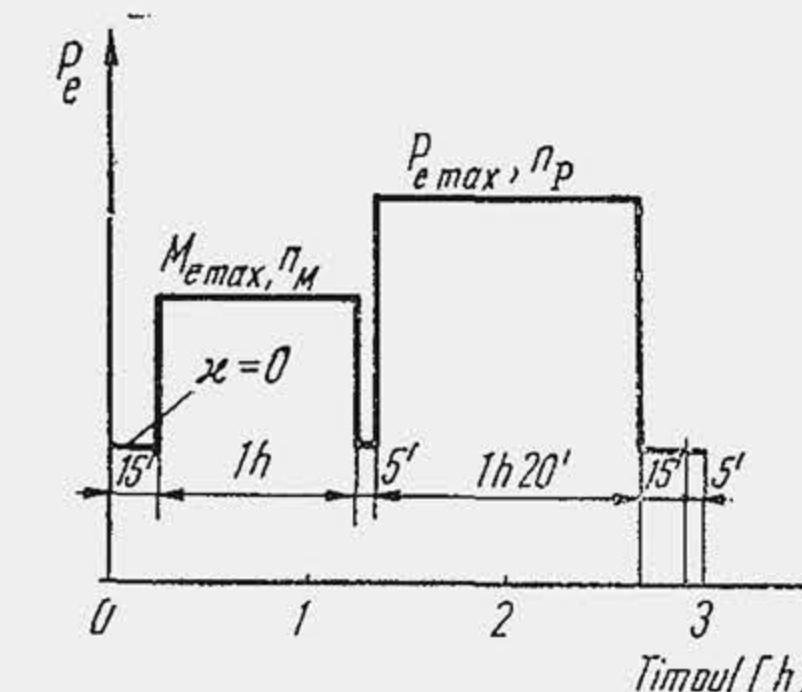


Fig. 9.5. Ciclu de încercare pentru proba de siguranță (STAS 6635-76)



### 9.2.1. CARACTERISTICA DE CONSUM ORAR DE COMBUSTIBIL

Caracteristica de consum orar de combustibil are ca scop precizarea datelor necesare dimensionării și reglării sistemului de alimentare.

În cazul MAS-ului, caracteristica se ridică în condițiile unei turații și sarcini neschimbate (poziția obturatorului fixă). Cantitatea de amestec fiind invariabilă, debitul de combustibil se modifică prin utilizarea unor jicloare de dimensiuni diferite, ceea ce creează oarecare dificultăți de încercare. Consumul orar de combustibil  $C_c$  variază aproximativ în limitele  $\lambda_{ec}$  și  $\lambda_p$ . Pe baza relațiilor (1.31), (1.35) și (2.19) rezultă:  $C_c = 10^{-3} c_e P_e = 10^{-3} (3,6 \cdot 10^6 / \eta_e Q_i) \cdot (0,12 Q_i \rho_{0a} \cdot V_S \cdot n \eta_e \eta_v / 3600 L_{min} \nu \lambda)$ ; se obține după simplificări, o relație fundamentală care permite determinarea coeficientului de dozaj:

$$\lambda = \frac{0,12}{L_{min}} \rho_{0a} \frac{V_S n}{\nu} \cdot \frac{\eta_e}{C_c}, \quad (9.2)$$

unde  $C_c$  este în kg/h (kgf/h);  $L_{min}$  în kg/kg (kgf/kgf);  $\rho_{0a}(\gamma_{0a})$  în kg/m<sup>3</sup> (kgf/m<sup>3</sup>);  $V_S$  în dm<sup>3</sup>.

**Exemplul numeric 9.1.** Să se determine coeficientul de dozaj al unui motor în 4 timpi cu cilindrul totală de 1,6 l, dacă prin măsurări la bancul de încercare se găsește  $\eta_v = 0,75$ ;  $C_c = 15,2$  kg/h,  $\rho_{0a} = 1,15$  kg/m<sup>3</sup>;  $n = 5200$  rot/min, iar pe baza compoziției chimice a combustibilului rezultă  $L_{min} = 15$  kg/kg.

**R.** Din relația (9.2) se obține:  $\lambda = (0,12/15) \cdot 1,15 \cdot 1,6 \cdot 5200 \cdot 0,75/4 \cdot 15,2 = 0,94$ .

Din relația (9.2) rezultă, când toți factorii sînt constanți,  $\lambda = ct/C_c$ . Ridicînd curba  $\lambda = f(C_c)$ , se obțin (fig. 9.6) valorile consumurilor orare:  $(C_c)_{ec}$  pentru  $\lambda_{ec}$  și  $(C_c)_p$  pentru  $\lambda_p$ . Măsurînd puterea la banc se obține curba  $P_e = f(C_c)$ , iar din relația  $c_e = 10^3 \cdot C_c/P_e$  rezultă variația lui  $c_e$ . Este avantajos să nu se indice reglajul  $(C_c)_p$  deoarece se observă (fig. 9.7) că la o reducere a

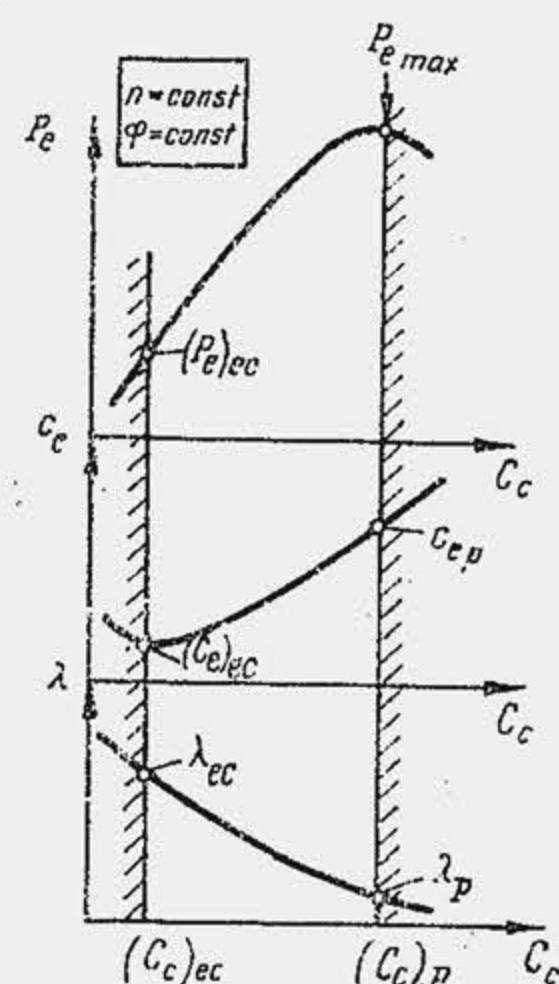


Fig. 9.6. Caracteristica de consum orar de combustibil a MAS-ului.

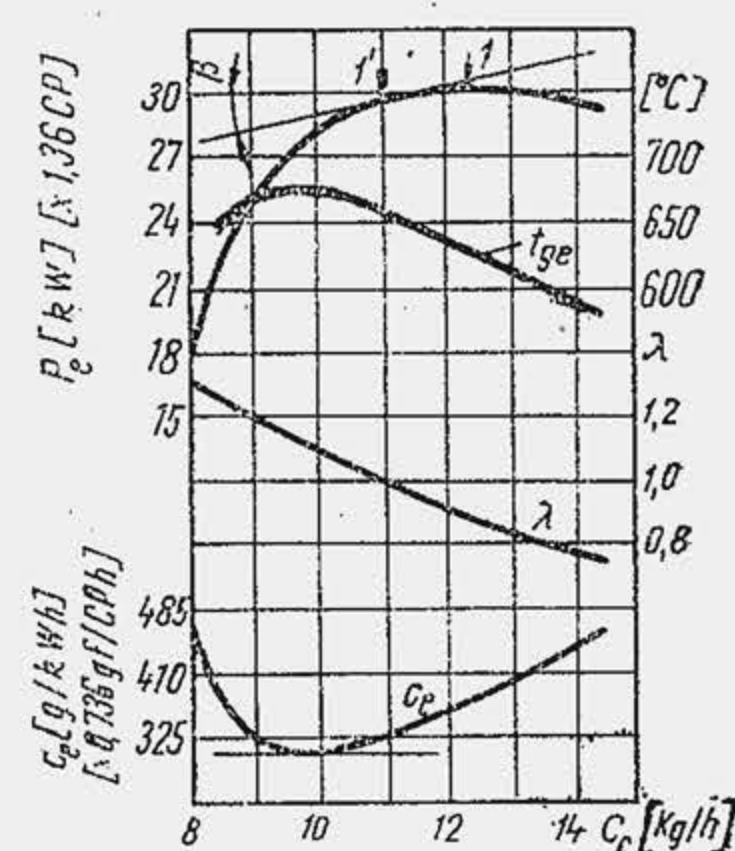


Fig. 9.7. Caracteristica de consum orar de combustibil a motorului GAZ-51.

puterii cu 1...2% ( $C_c < (C_c)_p$ ) se obține o reducere a consumului specific  $c_e$  pînă la 10%, de aceea în locul reglajului în punctul 1 se recomandă reglajul lui  $(C_c)_p$  în punctul 1' obținut din condiția ca tangenta la curbă în punctul 1' să fie la scara diagramei  $\text{tg} \beta = 0,736$  kW/kg/h.

În cazul MAC-ului (fig. 9.8) caracteristica se ridică numai în condițiile turației constante, deoarece variația debitului de combustibil implică inevitabil modificarea poziției cremalierei, deci a sarcinii. Alura curbelor este asemănătoare cu a MAS-ului, cu observația că  $\lambda_p \approx 1,05 \dots 1,1$ . Motorul funcționează cu fum gros la eșapament, iar  $C_c$  se stabilește pentru reglajul la limita de fum  $(C_c)_{LF}$  (v.par. 6.4.1).

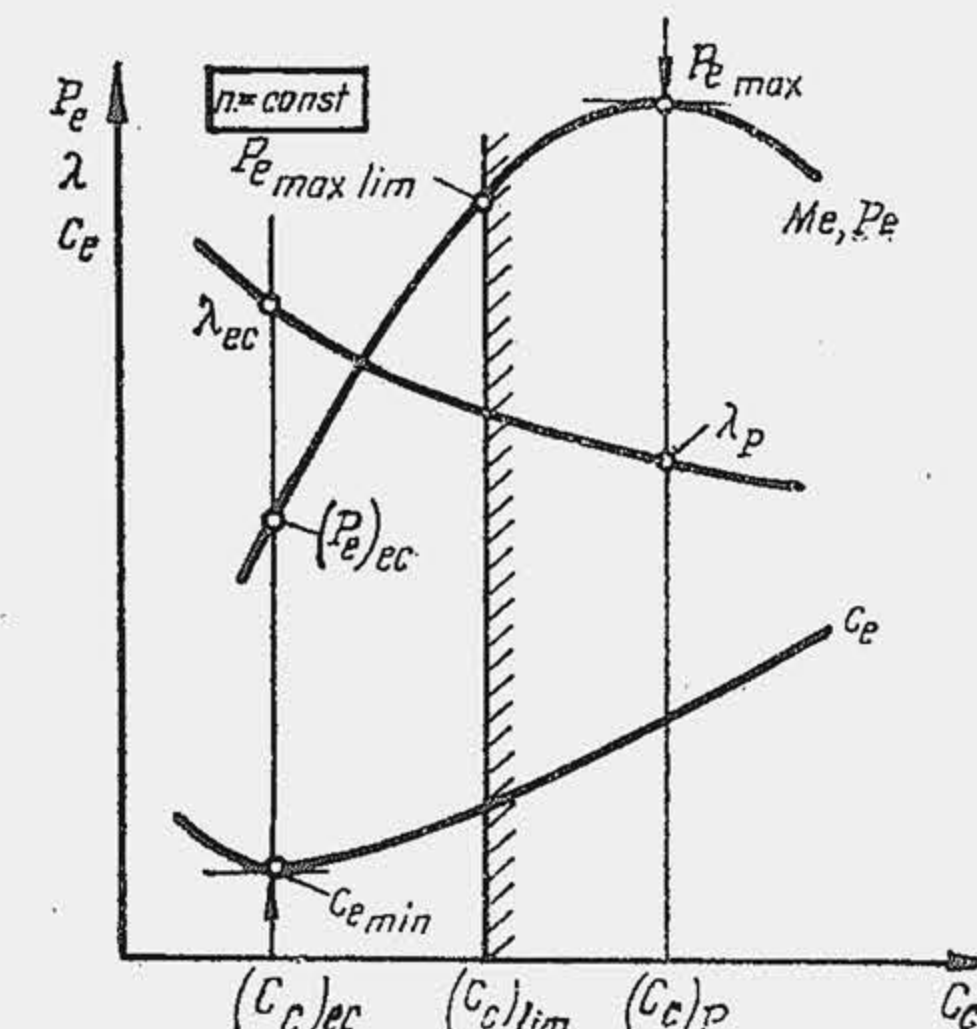


Fig. 9.8. Caracteristica de consum orar de combustibil a MAC-ului.

### 9.2.2. CARACTERISTICA DE AVANS

Avansul optim a fost definit în capitolele 5 și 6. La MAS realizarea curbelor de avans optim nu este practic posibilă din cauza particularităților constructive și tehnologice ale echipamentului de aprindere. Dispozitivele automate de variație a avansului optim cu turația sînt de tip centrifugal, prevăzute cu 2...3 resoarte care au o caracteristică liniară. Ca urmare, avansul livrat de dispozitivul automat  $\beta_{dis}$  variază în trepte. Când dispozitivul este prevăzut cu două resoarte, variația avansului se face cu două pante (fig. 9.9, a) domeniile

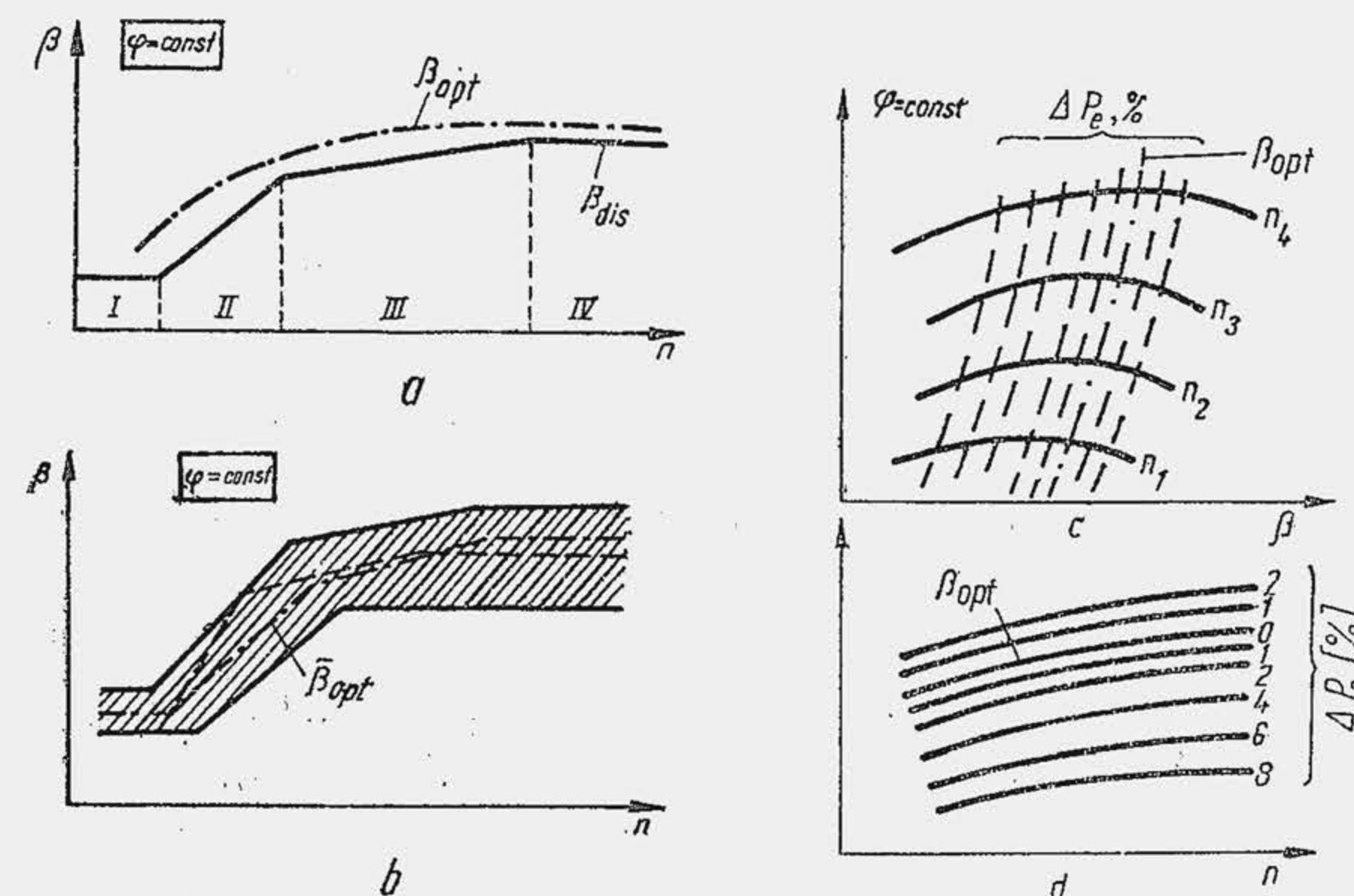


Fig. 9.9. Caracteristica de avans la producerea scînteii, pentru o sarcină constantă.



II și III. Se observă că  $\beta_{disp}$  se apropie de  $\beta_{opt}$  dar nu se identifică cu el. Datorită toleranțelor de fabricație, avansul optim al unei serii de dispozitive se modifică în limitele unei plaje de valori (fig. 9.9, b). Din această cauză dispozitivele automate introduc sacrificii de putere și economicitate, care evident trebuie limitate. În acest scop se trasează curbele de reducere a puterii în diferite proporții 1%, 2% și 3% etc. Se procedează astfel: se ridică experimental variația puterii cu avansul la diferite turații și sarcină constantă (fig. 9.9, c); se unesc punctele de putere maximă și punctele care dau reducerile de putere  $\Delta P_e$  de o parte și de alta a maximumului; se obțin astfel curba de avans optim ( $\Delta P_e = 0$ ) și curbele de avans pentru reduceri constante de putere ( $\Delta P_e = 1\%, 2\%, 4\%$  și  $6\%$ ) care se retranscriu într-o diagramă  $\beta-n$  (fig. 9.9, d); pe această diagramă se construiește apoi avansul mediu produs de dispozitiv  $\beta_{disp}$  și abaterile de la avansul mediu, cu condiția de limitare a reducerii de putere (de exemplu  $\Delta P_e = 1\%$ ). Se obține astfel plaja de valori (aria hașurată) în limitele căreia poate varia avansul dispozitivelor automate într-o serie de fabricație. În acest fel rezultă toleranțele de fabricație admise, astfel încât la agregarea echipamentului de aprindere cu motorul să nu se obțină o reducere de putere mai mare decât cea impusă. În mod analog se procedează la determinarea abaterilor introduse de către dispozitivele automate (vacuumatice) de modificare a avansului cu sarcina. În figura 9.10 se arată câmpul toleranțelor admisibile pentru avansul centrifugal și vacuumatic la motorul turismului Dacia 1300 și Peugeot 104.

La MAC avansul optim înseamnă un nivel al presiunilor maxime din ciclu și al vitezelor de creștere a presiunii inacceptabile pentru solicitările mecanice sau pentru funcționarea liniștită, fără zgomot. De aceea, îndeosebi la MAC-urile cu camere de ardere neîmpărțite avansul real se limitează la o valoare

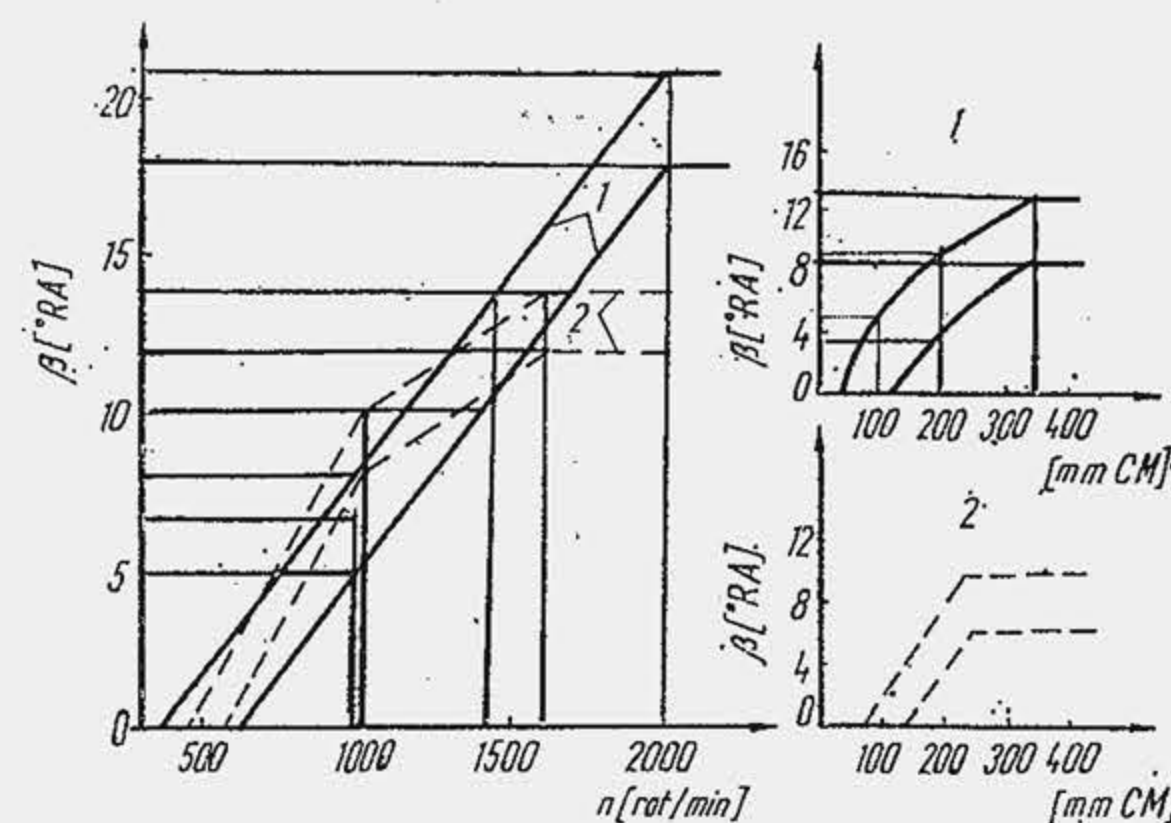


Fig. 9.10. Caracteristica de avans la producerea scînteii pentru motorul turismului DACIA 1300 (1) și Peugeot (2).

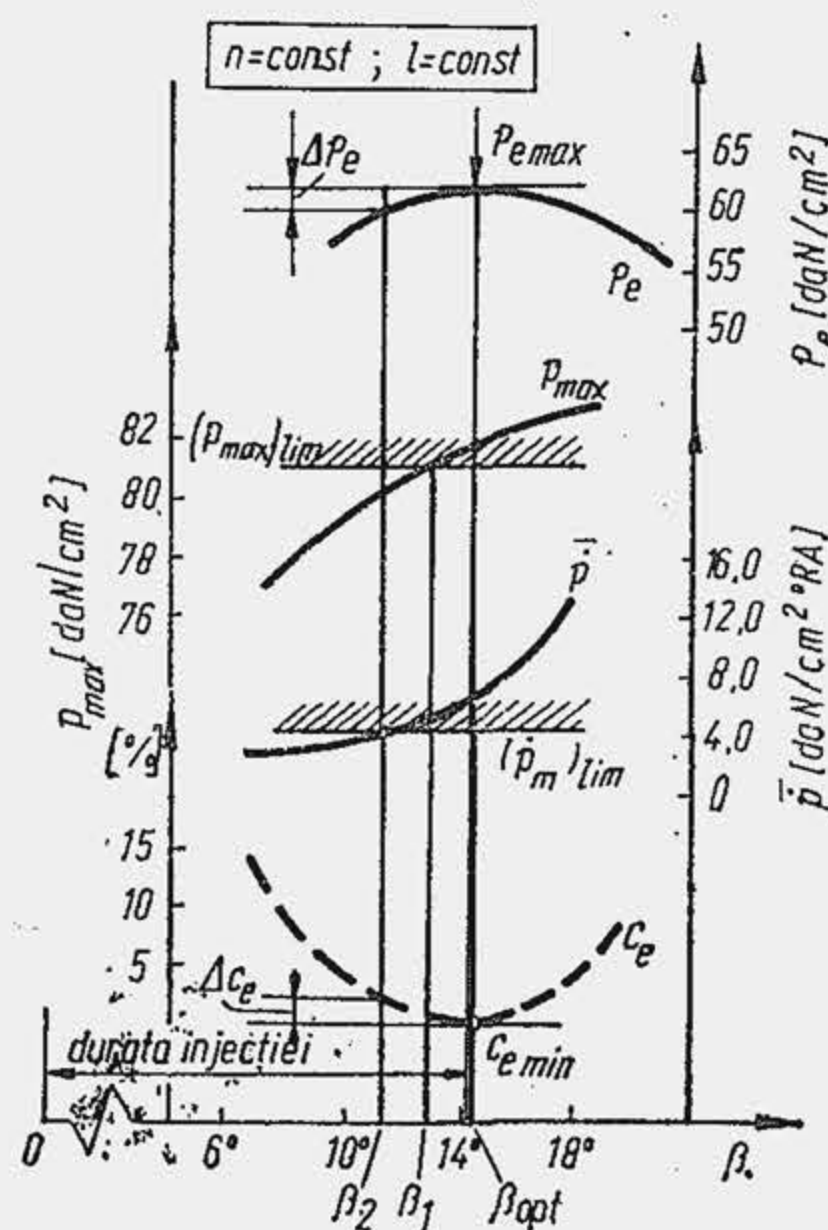


Fig. 9.11. Determinarea performanțelor unui MAC în funcție de avans.

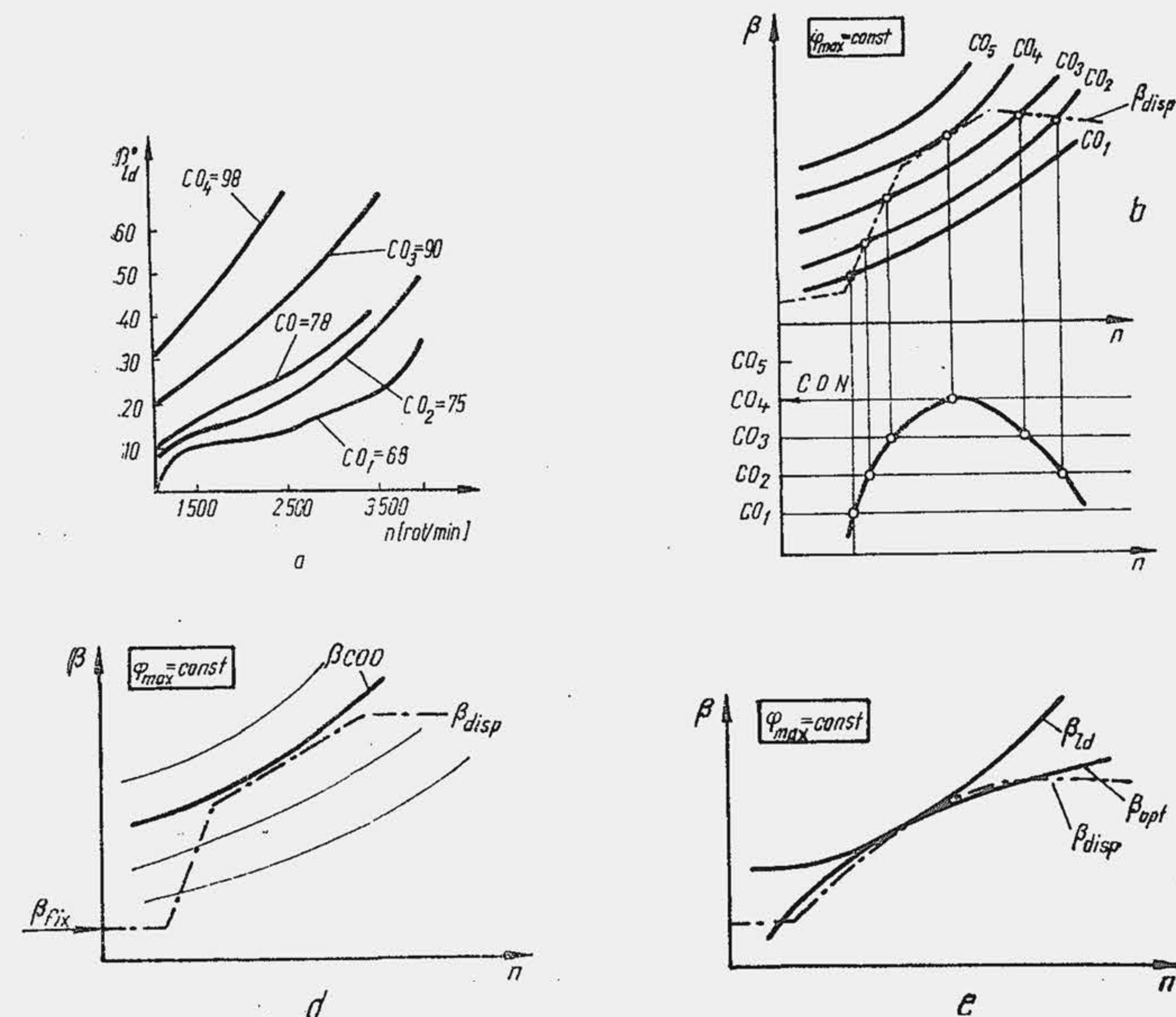


Fig. 9.12. Determinarea avansului la limita de detonație (a), a cifrei octanice necesare (b și c) și a corelației dintre avansuri (d și e).

$\beta_1 < \beta_{opt}$  (fig. 9.11), astfel încât să nu se depășească un anumit nivel al presiunilor maxime ( $p_{max})_{lim}$  sau la o valoare  $\beta_2 < \beta_1$ , astfel încât să nu se depășească ( $\dot{P})_{lim}$ . În aceste cazuri apar sacrificii de putere ( $\Delta P_e$ ) și consum ( $\Delta c_e$ ).

### 9.2.3. CARACTERISTICA DE DETONAȚIE

Caracteristica de detonație se ridică în scopul precizării înclinării la detonație a motorului, cifrei octanice și avansului la producerea scînteii necesare pentru evitarea detonației. Curbele de detonație reprezintă variația avansului la limita de detonație ( $\beta_{ld}$ ) în funcție de turație și sarcină. Întrucât detonația apare de obicei la plină sarcină, curbele  $\beta_{ld} - n$  se determină cu obturatorul deschis în poziția maximă ( $\varphi = \varphi_{max} = ct$ ) și pentru o gamă de benzine cu cifre octanice diferite (fig. 9.12).  $\beta_{ld}$  scade la reducerea turației deoarece  $\eta_v$  crește (amestecul din zona finală este comprimat mai intens), turbulența se reduce (scade viteza de propagare  $W_f$ ) iar inegalitatea  $\tau_d < \tau_f$  se accentuează. Pe diagrama obținută se suprapune curba de avans optim sau curba  $\beta_{disp}$  (b) și se construiește variația cifrei octanice cu turația (c). Evident, pentru ca detonația să nu apară la nici una din turațiile de funcționare trebuie utilizată



benzina cu cifra octanică cea mai mare. Se numește *cifra octanică necesară* CON cea mai mare valoare a cifrei octanice necesară pentru funcționarea motorului la limita de detonație. Cifra octanică a benzinei care se află pe piață se numește *cifra octanică disponibilă* COD. Evident, este necesar ca  $CON \leq COD$ . Cifra octanică disponibilă este limitată de tehnologia de prelucrare a țiteiului și de preț. Pentru a evita detonația în orice regim de turație,  $\beta_{dis}$  trebuie să aibă o poziționare corectă față de  $\beta_{COD}(d)$ . O poziționare corectă a curbelor  $\beta_{ia}$ ,  $\beta_{opt}$  și  $\beta_{dis}$  se arată în (e). După stabilirea CON se determină  $\beta_{ia}$  în funcție de sarcină.

### 9.3. CARACTERISTICA DE PIERDERI

Puterea dezvoltată în cilindrul motorului  $P_i$  nu se transmite integral la arborele motor, datorită consumului de energie pentru învingerea rezistențelor proprii ale motorului  $P_{rp}$ . Astfel, bilanțul puterilor are expresia generală:

$$P_i = P_e + P_{rp} \quad (9.3)$$

Întrucât  $P_i$  și  $P_e$  se exprimă sub forma  $P_i = (\phi_i V_i n) / (300 \nu)$  și  $P_e = (\phi_e V_e n) / (300 \nu)$  este util să se exprime convențional și puterea corespunzătoare rezistențelor proprii sub o formă asemănătoare, adică:

$$P_{rp} = \phi_{rp} V_{si} n / 300 \nu, \quad (9.4)$$

unde  $\phi_{rp}$  reprezintă *presiunea medie a rezistențelor proprii* (v. rel. 1.16).

Lucrul mecanic specific al rezistențelor proprii se poate exprima ca sumă a următoarelor componente: lucrul mecanic specific necesar pentru învingerea frecărilor dintre organele motorului, denumit *presiunea medie de frecare*,  $\phi_f$ ; lucrul mecanic specific necesar pentru antrenarea organelor auxiliare, denumit *presiunea medie de antrenare*  $\phi_{ant}$ ; lucrul mecanic al diagramei de pompaj, denumit *presiunea medie de pompaj*  $\phi_p$  astfel încât

$$\phi_{rp} = \phi_f + \phi_{ant} + \phi_p \quad (9.5)$$

Faptul că presiunea medie a rezistențelor proprii include presiunea medie de pompaj se datorește metodei de determinare a presiunii  $\phi_{rp}$ . În prezent sînt răspîndite două metode de determinare a rezistențelor proprii și anume metoda prin *antrenare* și metoda prin *suspendare*. Prima metodă constă în antrenarea motorului fără alimentarea cu combustibil, cu ajutorul unei surse exterioare de energie și măsurarea, pe această cale, a puterii necesare pentru antrenare. Cu toate că metoda presupune ca regimul termic al motorului să fie cît mai apropiat de regimul normal de funcționare (temperatura apei  $\approx 75^\circ\text{C}$ , iar a uleiului  $\approx 80^\circ\text{C}$ ) rezultatele sînt afectate de faptul că în cursa de destindere nu se atinge nivelul presiunii maxime din timpul funcționării, de aceea lucrul mecanic necesar pentru învingerea frecărilor este mai mic. Acest neajuns este înlăturat prin cea de-a doua metodă care constă în determinarea puterii efective a motorului cu toți cilindrii în funcțiune și a puterilor efective ale motorului obținute prin suspendarea succesivă a cîte unui cilindru. Suspendarea unui cilindru se obține întrerupînd scînteia sau injecția în cilin-

drul respectiv. Dacă se notează cu  $P_e$ —puterea efectivă a motorului cu toți cilindrii în funcțiune, cu  $P_{e-x}$ —puterea efectivă a motorului, la turația dată, cu cilindrul  $x$  suspendat, cu  $P_i$  și  $P_{rp}$ —puterea indicată și puterea necesară pentru învingerea rezistențelor proprii ale motorului, la turația dată, cu toți cilindrii în funcțiune și cu  $P_{i1}, P_{i2} \dots P_{ip1}, P_{ip2} \dots$ —puterile corespunzătoare cilindrilor 1, 2 etc. se admite:

$$P_{i1} = P_{i2} = P_{i3} \dots P_{ix} = \dots = P_i / i \quad (9.6)$$

$$P_{rpi} = P_{rpi2} = P_{rpi3} = \dots P_{rpi} = \dots = P_{rp} / i. \quad (9.7)$$

La suspendarea pe rînd a unui cilindru se obține:

$$P_{e-1} = (P_{i2} + P_{i3} + \dots + P_{ix} + \dots) - P_{rp}; \quad (9.8)$$

$$P_{e-2} = (P_{i1} + P_{i3} + \dots + P_{ix} + \dots) - P_{rp}$$

$$\dots \dots \dots$$

$$P_{e-x} = P_{i1} + P_{i2} + \dots P_{ix-1} + \dots) - P_{rp}$$

Însumînd relațiile (9.8) se obține:

$$\sum_{x=1}^{x=i} P_{e-x} = (i-1) P_i - i P_{rp}, \quad (9.9)$$

deoarece  $P_{i1} + P_{i2} + \dots + P_{ix} + \dots = P_i$  iar în paranteze suma apare de  $i-1$  ori. Pe de altă parte, dacă se măsoară puterea efectivă a motorului cu toți cilindrii în funcțiune, rezultă  $P_e = P_i + P_{rp}$  care se substituie în relația (9.9) și dă, după simplificări,

$$P_{rp} = (i-1) P_e - \sum_{x=1}^{x=i} P_{e-x}, \quad (9.10)$$

sau, în rezumat,  $P_{rp}$  se determină măsurînd puterile  $P_e$  și  $P_{e-1}, P_{e-2}$  etc. Relațiile (9.8) cuprind în sine o ipoteză, care conferă metodei caracterul său de convenționalitate și anume ea presupune că consumul de energie a cilindrului suspendat și deci antrenat nu diferă de consumul său în cazul funcționării normale ( $P_{rp}$  corespunde funcționării normale). Această simplificare reduce gradul de precizie a metodei. La oricare din cele două metode procesul din cilindrul antrenat sau suspendat cuprinde lucrul mecanic de pompaj. De aceea, la calculul presiunii medii indicate reale s-a considerat numai bucla mare a diagramei mecanice (v. par. 1.3).

Metoda suspendării oferă o informație privind uniformitatea funcționării cilindrilor. Prin ipoteză toți cilindrii funcționează identic. În realitate abaterile tehnologice, distribuția neuniformă a amestecului la MAS, reglajul neuniform al elementelor de pompaj la MAC conduc la funcționarea neuniformă a cilindrilor. Cînd se suspendă cilindrul  $x$ , se poate determina puterea indicată  $P_{ix}$ . Se adună, în ambii membri ai relațiilor (9.8), puterea  $P_{ix}$

$$P_{e-x} + P_{ix} = (P_{i1} + P_{i2} + \dots) + P_{ix} - P_{rp}. \quad (9.11)$$



Membrul drept reprezintă suma puterilor indicate din toți cilindrii, adică tocmai  $P_i$ , iar diferența  $P_i - P_{rp} = P_e$  din relația (9.3). Atunci,

$$P_{ix} = P_e - P_{e-x}, \quad (9.12)$$

iar  $P_{ix}$  se calculează pentru toți cei  $i$  cilindri ai motorului. Se extrage valoarea cea mai mică (de exemplu  $P_{i3min}$ ) și valoarea cea mai mare (de exemplu  $P_{i7max}$ ) din cele  $i$  valori ale lui  $P_{ix}$ . Se numește coeficientul uniformității funcționării cilindrilor raportul

$$\delta = 100 \cdot P_{i3min} / P_{i7max}, \quad (9.13)$$

care este acceptabil dacă se află în limitele  $= 2 \dots 4\%$ .

Odată determinate pierderile  $P_{rp}$  se calculează randamentul mecanic:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_{rp}}{P_i} = 1 - \frac{P_{rp}}{P_i} \text{ sau } \eta_m = 1 - \frac{p_{rp}}{p_i}. \quad (9.14)$$

Pierderile prin frecare depind nu numai de condițiile încercării, ci și de calitatea execuției. De aceea se și consideră că randamentul mecanic exprimă într-o anumită măsură perfecțiunea fabricației. Pierderile prin frecare vor depinde de condițiile de ungere. Utilizarea unui ulei prea vâscos sporește presiunea medie  $p_f$ , în același sens acționează și un ulei puțin vâscos, deoarece pelicula are o capacitate portantă mai redusă, se întrerupe și permite apariția frecării uscate și semilichide. Cum viscozitatea depinde de natura uleiului, dar și de temperatura lui,  $p_f$  atinge o valoare minimă la o temperatură optimă a uleiului (fig. 9.13, a). Temperatura filmului de ulei de pe oglinda cilindrului depinde de temperatura apei de răcire, de aceea se observă existența unei temperaturi optime a apei de răcire la care  $p_f$  este minim (b). De remarcat că temperatura optimă a apei este de  $80 \dots 90^\circ\text{C}$ , ceea ce reprezintă un deziderat, mult diferit față de cel privitor la temperatura apei de răcire din chiulasă, care trebuie să coboare la  $40 \dots 50^\circ\text{C}$  pentru a micșora pericolul de detonație și a mări eficiența umplerii.

În ceea ce privește pierderile de pompaj se știe că ele sînt mai mari la MAS-ul cu carburator decît la MAC din cauza obturatorului, diferența accentuîndu-se la sarcini parțiale.

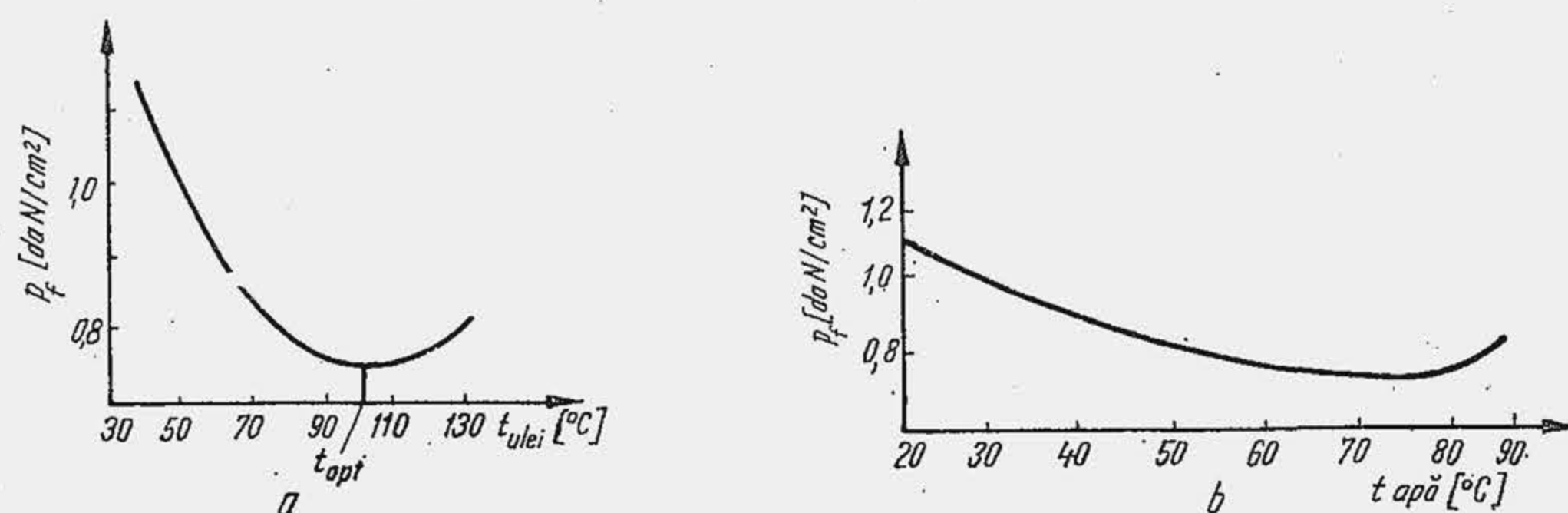


Fig. 9.13. Dependenta pierderilor prin frecare de temperatura apei și uleiului.

Componența pierderilor de diferite categorii pentru un MAC și pentru un MAS de automobil este arătată în tabela 9.4. Se observă că în ambele cazuri pierderile prin frecare au ponderea cea mai mare. Aceasta și explică influența calității execuției suprafețelor de frecare (în special oglinda cilindrului) asupra randamentului mecanic.

Tabela 9.4

Repartiția pierderilor prin rezistențe proprii

Natura pierderilor	MAS		MAC	
	daN/cm²	%	daN/cm²	%
1 Pierderi prin frecare				
— piston și segmenti	0,67	55	1,06	57
— fusuri paliere și manetoane	0,33	27	0,51	28
2 Pierderi prin antrenare				
— mecanismul de distribuție	0,12	10	0,15	8
— pompa de ulei, apă, combustibil, ventilator	0,10	8	0,12	7
Total	1,22	100	1,84	100

Pentru studiul caracteristicilor motorului prezintă interes cunoașterea variației presiunii medii a rezistențelor în funcție de turație și sarcină sau caracteristica de pierderi. Experiența arată că  $P_{rp}$  crește cu turația după o ecuație exponențială de formă  $P_{rp} = Bn^r$  unde  $r = 1,7 \dots 2,2$ . Aproximativ toate tipurile de pierderi variază după o lege exponențială, atât la MAC cît și la MAS. Pe baza acestor observații s-au construit relații de calcul de tipul  $p_{rp} = a + b \bar{W}_p$ , viteza medie a pistonului fiind proporțională cu turația iar  $a$  și  $b$  fiind constante, care depind de tipul motorului. Se observă că presiunea  $p_{rp}$  depinde de raportul de comprimare, deoarece odată cu creșterea lui  $\epsilon$  crește nivelul presiunilor maxime din ciclu și totodată pierderile prin frecare. Aceasta a permis stabilirea unei formule de forma

$$p_{rp} = 0,01 (\epsilon + 8,5) \bar{W}_p. \quad (9.15)$$

Întrucît la creșterea turației  $p_{rp}$  se amplifică, iar  $p_i$  scade ușor, rezultă o reducere importantă a randamentului mecanic cu turația (fig. 9.14) dat de relația (9.14).

O influență importantă asupra randamentului mecanic o exercită sarcina motorului. La reducerea sarcinii scade nivelul general de presiuni din ciclu, iar  $p_f$  tinde să se micșoreze; pe de altă parte se reduce regimul termic, ceea ce antrenează o scădere a temperaturii filmului de ulei. În ansamblu, suma  $p_f + p_{ant}$  crește ușor cu sarcina. La MAS pierderile de pompaj scad sensibil cu sarcina, astfel încît în ansamblu se observă o reducere a presiunii  $p_{rp}$  cu creșterea sarcinii. La reducerea sarcinii scade sensibil presiunea medie indicată reală astfel încît raportul  $p_{rp}/p_i$  se amplifică (relația 9.14), ceea ce antrenează o reducere substanțială a randamentului mecanic (v. fig. 9.16). Evident, în regim de mers în gol, relația (1.16) dă

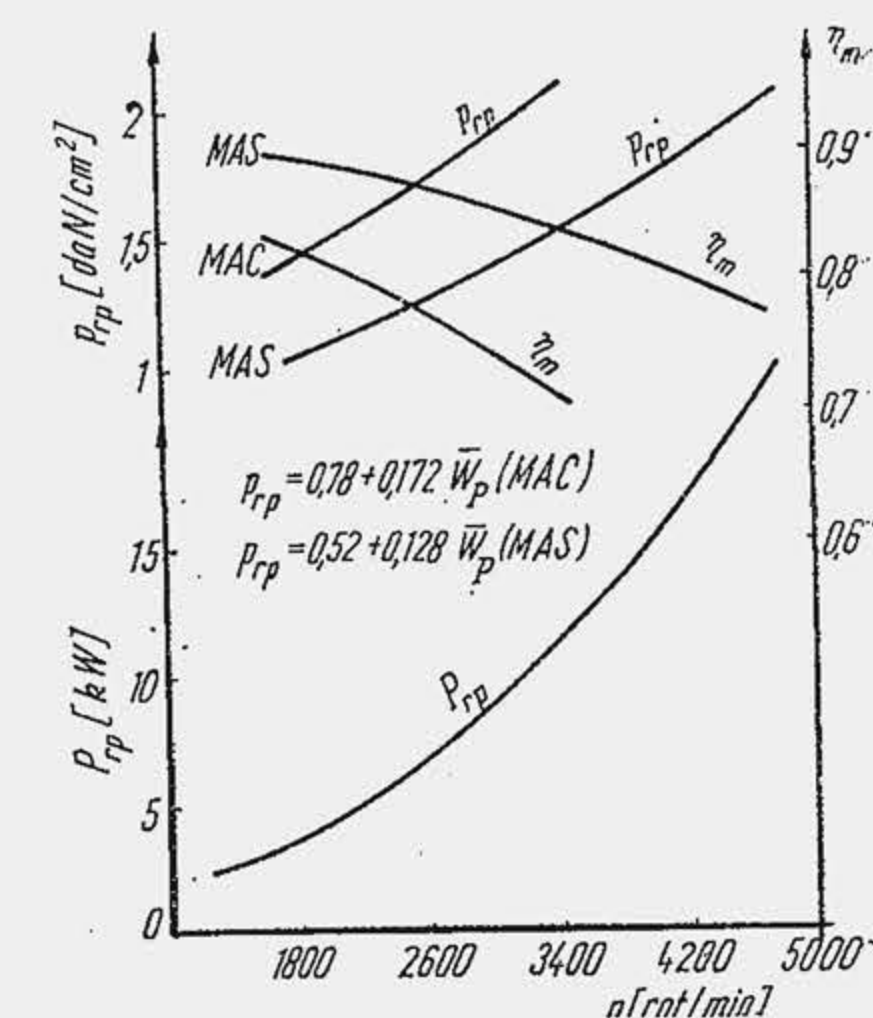


Fig. 9.14. Influența turației asupra pierderilor prin rezistențe proprii.



$p_i = p_{rp}$ , deoarece  $p_e = 0$ ; această condiție introdusă în relația (9.14) dă  $\eta_m = 0$ . Pentru aprecierea dependenței pierderilor în funcție de sarcină s-a construit următoarea relație pentru motoarele de automobil:

$$p_{rp} = 0,034 [A(1-x) + 0,2(n/1000)^2 - (x^2 - 1)] [\text{daN/cm}^2] \quad (9.16)$$

unde  $x$  este coeficientul de sarcină la turația  $n$ , iar  $A$  — constantă dependentă de litraj:  $A=21$  pentru  $V_t = 31$ ;  $A = 23$  pentru  $V_t = 3 \dots 5,51$ ;  $A = 25$  pentru  $V_t = 5,5 \dots 7,51$ .

Determinarea exactă a randamentului mecanic constituie încă un deziderat, iar utilizarea numeroaselor date statistice răspândite în literatura de specialitate trebuie făcută cu prudență. La motoarele de autovehicule  $\eta_m = 0,74 \dots 0,80$  (MAS);  $0,65 \dots 0,72$  (MAC admisiune normală);  $0,8 \dots 0,9$  (MAC supraalimentat).

#### 9.4. CARACTERISTICA DE SARCINĂ

Caracteristica de sarcină se ridică la o turație constantă (fig. 9.15). Parametrul variabil, sarcina motorului se înscrie în abscisa diagramei, iar indicii caracteristici, coeficientul de dozaj, consumul orar de combustibil etc., se înscriu în ordonată. Variația lui  $\lambda$  cu sarcina prezintă un interes deosebit (v. par. 5.5, fig. 5.44).

Odată cu creșterea sarcinii crește consumul orar de combustibil  $C_e$ , ceea ce este de înțeles. Valoarea consumului orar la sarcină nulă ( $x=0$ ) se numește

consumul orar de mers în gol  $C_{eg}$  la turația respectivă. Sarcina continuă cea mai mare se fixează de obicei în apropierea consumului minim de combustibil și reprezintă sarcina plină sau nominală ( $x_N = 1$ ). Variația consumului specific indicat cu sarcina (fig. 9.16, a) se înțelege ușor; în domeniul sarcinilor intermitente  $c_i$  crește ușor cu  $x$  din cauza îmbogățirii amestecului; în domeniul sarcinilor reduse  $c_i$  crește sensibil la reducerea lui  $x$  ca urmare a înrăutățirii arderii. Întrucât randamentul mecanic scade cu sarcina pînă la anulare, consumul specific efectiv  $c_e = c_i/\eta_m$  crește sensibil, tinzînd către infinit, la sarcină nulă.

În cazul MAC-ului sarcina plină sau nominală se fixează de asemenea în apropierea regimului de economicitate maximă. Sarcina maximă ( $x_{max}$ ) este după sarcină continuă, dar nu se atinge practic niciodată, deoarece sarcina se limitează la un nivel inferior ( $x_{lim}$ ). În fine,

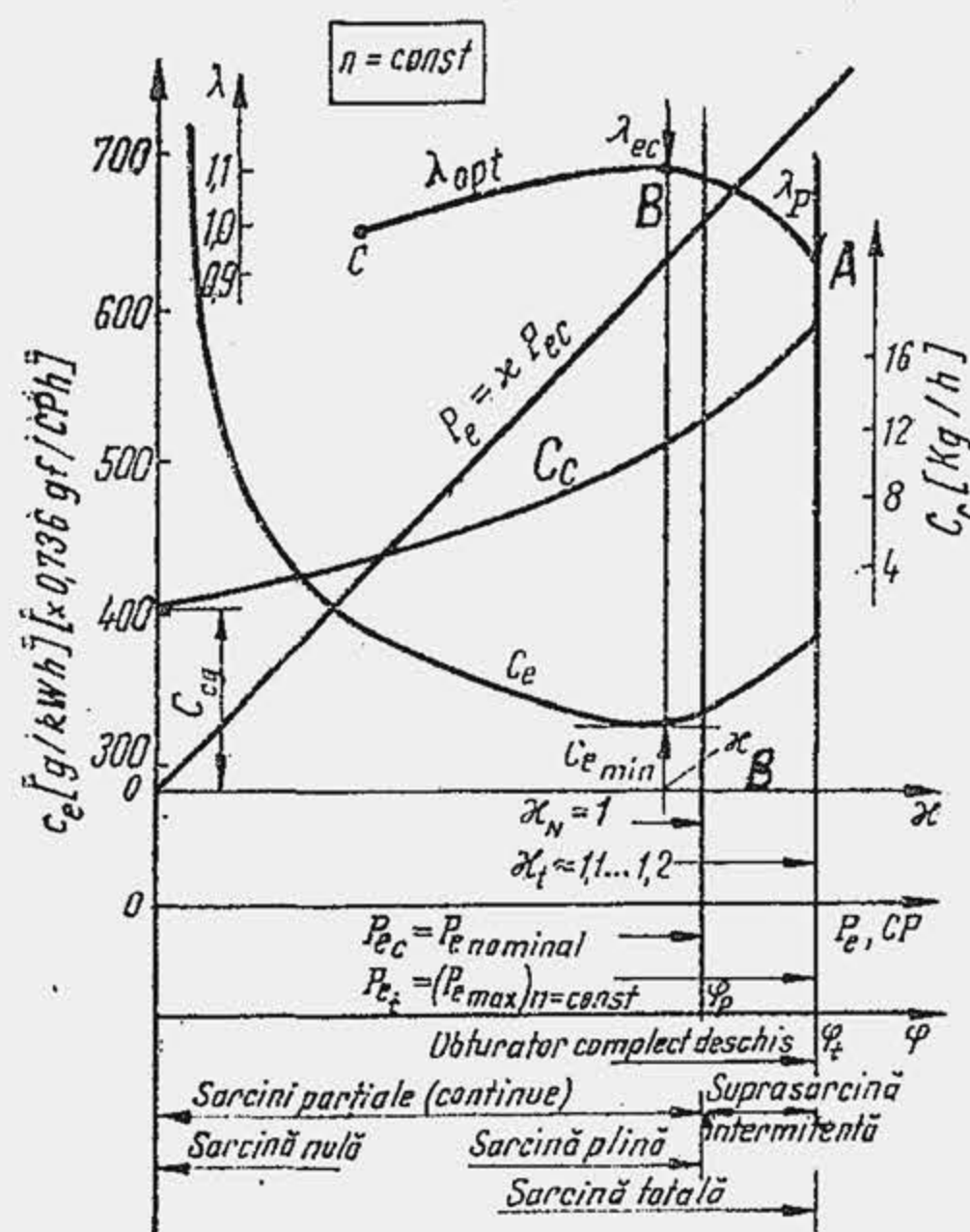


Fig. 9.15. Caracteristica de sarcină a MAS-ului.

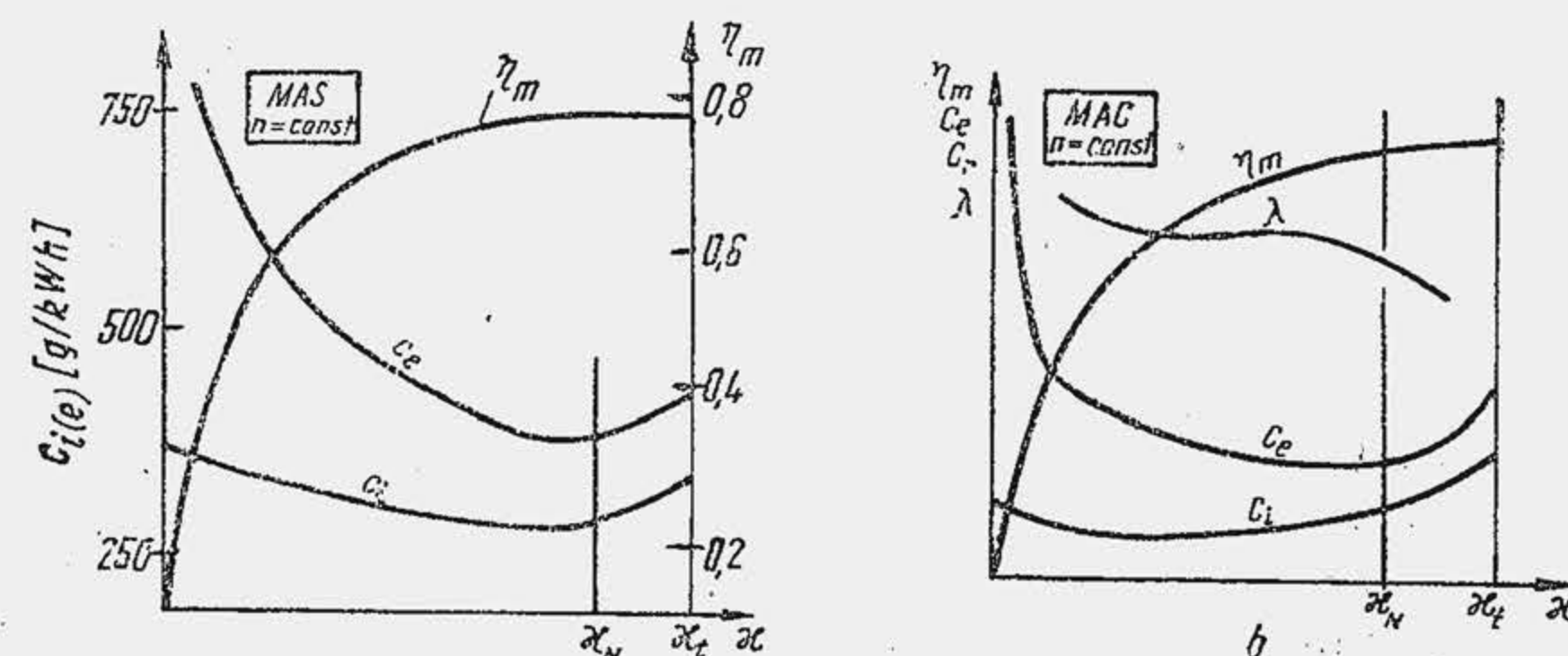


Fig. 9.16. Influența sarcinii asupra unor mărimi caracteristice.

se observă că sarcina totală care este cea mai mare sarcină intermitentă este inferioară sarcinii limită ( $x_t < x_{lim}$ ) pentru a nu depăși limita de fum sau limita solicitărilor mecanice. Spre deosebire de MAS, la MAC odată cu reducerea sarcinii crește coeficientul de dozaj  $\lambda$ , ceea ce ameliorează desfășurarea procesului de ardere, astfel încît  $c_i$  scade ușor cu reducerea sarcinii (fig. 9.16, b). Variația lui  $c_e$  este însă determinată de randamentul mecanic. Comparînd alura de variație a consumurilor specifice la MAS și MAC, se observă (fig. 9.17) că la MAC (datorită alurii lui  $c_i$ ) consumul specific efectiv de combustibil nu înregistrează o variație însemnată într-o gamă largă de sarcini. De aceea apare rațională utilizarea MAC-ului pentru autovehicule care funcționează des la sarcini reduse.

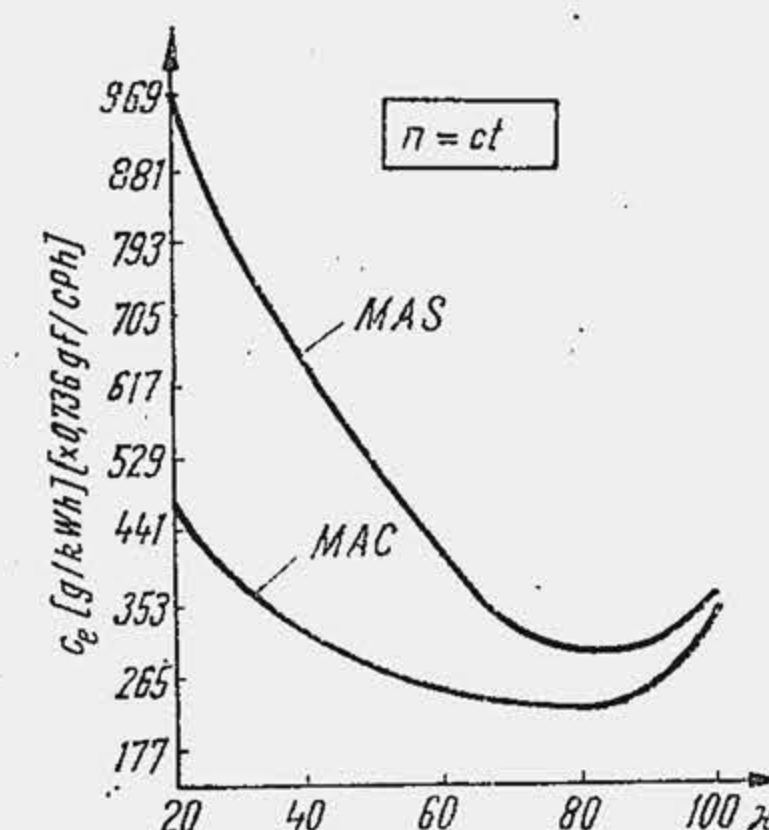


Fig. 9.17. Influența comparativă a sarcinii asupra consumului specific de combustibil.

#### 9.5. CARACTERISTICILE DE TURAȚIE

##### 9.5.1. CARACTERISTICA DE TURAȚIE LA SARCINĂ TOTALĂ

Caracteristica de turație este una dintre cele mai importante caracteristici ale motorului. Ea precizează variația puterii și a altor indici în funcție de turație. La MAS ea se determină cu obturatorul complet deschis. Dacă se ridică și în condițiile unor reglaje optime (avans optim, regim termic optim etc.) atunci ea limitează câmpul regimurilor posibile ale motorului și se numește *caracteristica exterioară*, deoarece reprezintă puterea maximă absolută a motorului la orice turație. La MAC caracteristica exterioară trebuie ridicată pentru dozajul de putere maximă,  $\lambda_p$  — care este însă prohibitiv, astfel că  $\lambda_p = \lambda_{LF} > \lambda_p$ . La încercarea pe stand a motorului, atât la MAS cît și la MAC, cînd nu se realizează reglajele pentru obținerea puterii maxime absolute, caracteristica de turație obținută nu se numește caracteristica exterioară, ci *caracteristica la sarcină totală*. Adesea, la MAS se ridică chiar caracteristica exterioară.



Pentru a urmări variația puterii cu turația, se pleacă de la formula puterii motorului (1.18) și a presiunii medii efective (2.21):

$$P_e = \frac{P_e V_s i n}{300 \nu} = \text{ct} \cdot p_e \cdot n; \quad p_e = \text{ct} \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m.$$

Pentru un motor care se încearcă pe stand, grupul de mărimi  $V_s \cdot i / 300 \nu$  este invariabil, deci puterea  $P_e$  depinde de doi parametri:  $p_e$  și  $n$ . Dacă  $p_e = \text{ct}$  puterea efectivă trebuie să crească liniar cu turația (dreapta 1, fig. 9.18). Dar  $p_e$  nu este un parametru independent de turație; variația lui  $p_e$  cu turația (prin cei patru parametri  $\eta_i, \lambda, \eta_v, \eta_m$ ) modifică profund variația puterii efective cu turația.

Variația cu turația a celor patru parametri este arătată pentru MAS în figura (9.18, c). Coeficientul de dozaj scade ușor la reducerea turației pentru a compensa prin efect chimic reducerea vitezei de ardere provocată de o turbulență mai puțin intensă (efect fizic). La turația  $n_P$  el îndeplinește condiția  $\lambda = \lambda_P$ .

Randamentul indicat variază cu turația și trece printr-un maxim. Inițial, la creșterea turației,  $\eta_i$  sporește deoarece se reduce timpul de contact al gazelor cu pereții, deci se reduc pierderile de căldură, ulterior creșterea turației în domeniul valorilor mari conduce la reducerea randamentului  $\eta_i$  deoarece se intensifică fenomenul de ardere în destindere. Variația gradului de umplere

și a randamentului mecanic cu turația sînt cunoscute. Acțiunea simultană a tuturor factorilor menționați conduce la o alură a presiunilor  $p_e$  și  $p_i$  (fig. 9.18, a) specifică pentru motoarele cu ardere internă. Astfel  $p_e$  trece printr-un maxim aproximativ la jumătate din turația maximă a motorului. În domeniul turațiilor reduse, pierderile de căldură și umplerea incompletă (din cauza necorespondenței fazelor de distribuție cu cele optime și ca urmare a înrăutățirii postumplerii) micșorează presiunea medie efectivă (ramura din stînga maximului); în domeniul turațiilor mari, rezistențele gazodinamice, rezistențele proprii și arderea întîrziată acționează, de asemenea, în sensul reducerii presiunii  $p_e$ . Din această cauză, inițial puterea efectivă crește mai repede cu turația (fig. 9.18, b) decît ar crește în ipoteza  $p_e = \text{ct}$  ( $\psi_2 > \psi_1$ ) apoi efectul de reducere a presiunii  $p_e$  frînează creșterea de putere; acest efect ajunge la un moment dat atît de important încît creșterea de putere este anulată; puterea trece printr-un maxim  $P_e = P_{e \max}$  iar turația corespunzătoare se numește turația de putere maximă ( $n_P$ ). Dacă  $n$  crește în continuare ( $n > n_P$ ) puterea efectivă începe să scadă pînă la anulare. S-a arătat că momentul motor diferă de presiunea medie efectivă printr-o constantă ( $M_e = \text{ct} \cdot p_e$ ), deci alura momentului motor este aceeași cu a presiunii medii. Turația la care are loc valoarea maximă a momentului motor se numește turația de moment maxim  $n_M$ . Creșterea momentului motor de la turația  $n_P$  ( $M_{eP}$ ) la turația  $n_M$  ( $M_{e \max}$ ) constituie un indice de performanță a motorului care se precizează prin raportul

$$\sigma_M = M_{e \max} / M_{eP} \quad (9.17)$$

iar  $\sigma_M$  se numește *coeficient de elasticitate* și exprimă gradul de adaptabilitate a motorului la cerințele înaintării autovehiculului. Cu cît  $\sigma_M$  este mai mare cu atît capacitatea motorului de a învinge rezistențele suplimentare care apar la înaintare este mai mare. La MAS,  $\sigma_M = 1,15 \dots 1,4$ .

Turația  $n_M$  limitează domeniul stabil de funcționare a motorului pe caracteristica de turație la sarcina totală. Dacă încărcarea motorului crește, la turația  $n < n_M$  momentul nu poate face față cerințelor — curba  $M_e$  scade — și motorul calează. Ca urmare, domeniul de turație  $n_P - n_M$  reprezintă și domeniul stabil de funcționare a motorului, pe caracteristica exterioară, iar raportul

$$\sigma_n = n_P / n_M, \quad (9.18)$$

se numește *coeficient cinematic de elasticitate* și reprezintă un al doilea indice de performanță care ilustrează gradul de adaptabilitate la tracțiune a motorului pentru autovehicul. Semnificația coeficientului cinematic  $\sigma_n$  ca indice de performanță este ilustrată în figura 9.18, d care reprezintă curbele de moment motor pentru două motoare: primul (I) cu un coeficient  $\sigma_n$  mai mic, celălalt (II) cu un coeficient  $\sigma_n$  mai mare. În ambele cazuri momentele maxime au aceeași valoare. În aceeași figură sînt trasate momentele rezistente  $M_R$  la deplasarea automobilului pe diferite rampe ( $M_{R4}$  corespunde unei rampe mai mari decît cea corespunzătoare lui  $M_{R1}$ ). Se observă că motorul I, funcționînd pe caracteristica de turație la sarcina totală, poate trece cel mult de la  $M_{R1}$  la  $M_{R2}$  în timp ce motorul II, în aceleași condiții de funcționare poate trece de la  $M_{R1}$  la  $M_{R4}$  fără comenzi suplimentare. În general,  $\sigma_n = 1,4 \dots 1,7$ , deci cu cît  $\sigma_n$  este mai mare sau, altfel spus cu cît  $n_M$  este mai departe de  $n_P$  cu atît este mai redusă nevoia de a interveni în conducerea autovehiculului prin schimbarea treptelor de viteză. Întrucît  $M_{e \max}$  (sau  $P_{e \max}$ )

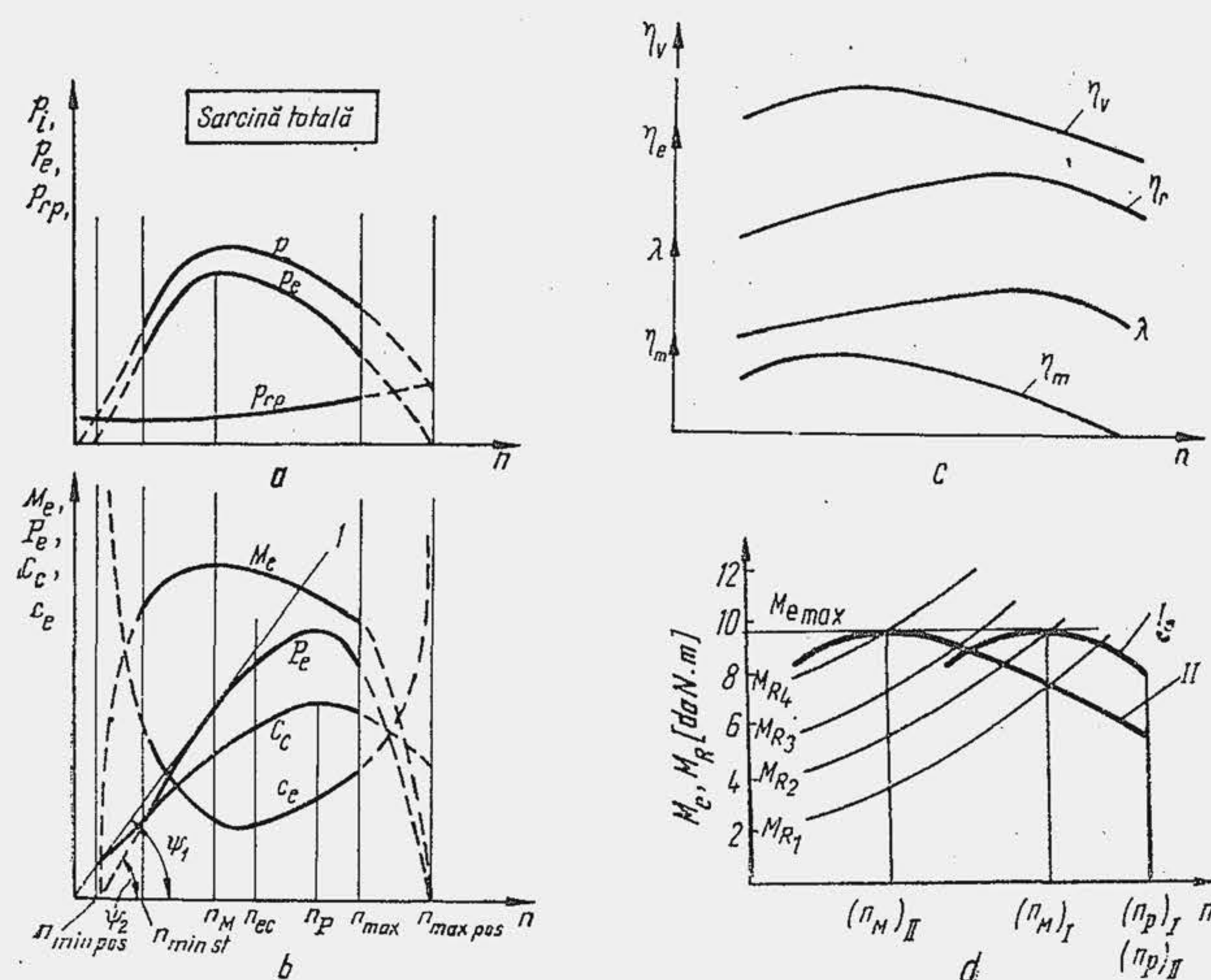


Fig. 9.18. Caracteristica de turație la sarcină totală a MAS-ului (a și b); variația unor indici caracteristici (c și d).



depinde în esență de alura gradului de umplere, poziționarea lui pe caracteristica exterioară este determinată de acei factori care modifică pe  $\eta_v$  și în primul rând de fazele de distribuție (v. par. 2.1.5.2).

Se numește *coeficient dinamic de elasticitate* a motorului produsul

$$e = \sigma_M \cdot \sigma_n \quad (9.19)$$

și evaluează capacitatea globală de adaptabilitate la tracțiune ( $e = 1,6 \dots 2,4$ ).

Consumul orar de aer, pentru un motor aflat pe bancul de încercare, rezultă din relațiile (2.5), (2.9) și (2.17):  $C_a = \text{ct. } \eta_v \cdot n$ , iar cu (2.3),  $C_e = \text{ct. } \eta_v \cdot n$ , ceea ce explică alura curbei  $C_e(n)$  din figura 9.18, b.

În ceea ce privește variația consumului specific efectiv de combustibil se observă că ea este determinată de randamentul efectiv. Întrucît  $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$  iar  $c_e = \text{ct.}/\eta_e$ , se explică alura de variație prin acțiunea celor doi factori (v. fig. 9.18, c). Turația la care  $c_e = c_{e \min}$  se numește turația economică  $n_{ec}$ . Întotdeauna  $n_{ec} < n_P$ , ceea ce constituie un dezavantaj inerent al MAS-ului, deoarece s-a ales inițial  $\lambda = \lambda_P$  pentru  $n = n_P$ .

Caracteristica de turație la sarcină totală a MAC-ului are o alură asemănătoare cu a MAS-ului (fig. 9.19, a) cu observația că  $P_e$  crește inițial mai lin deoarece și presiunea medie efectivă variază mai lin cu turația. Ultima împrejurare constituie un dezavantaj al MAC-ului care realizează un coeficient de elasticitate mai mic decât al MAS-ului,  $\sigma_M = 1,1 \dots 1,15$ . O altă particularitate a caracteristicii o constituie aceea că punctul de vîrf al puterii este evitat. Spre deosebire de MAS, la care turația maximă admisibilă poate depăși (iar la turisme este chiar indicat să depășească turația vîrfului de putere ( $n_{max} = 1,05 \dots 1,25 n_P$ ) la MAC, din cauza solicitărilor termomecanice superioare care apar la turația vîrfului de putere 1, turația maximă admisibilă se limitează la o valoare mai redusă prin intermediul unui regulator. În consecință, la puterea

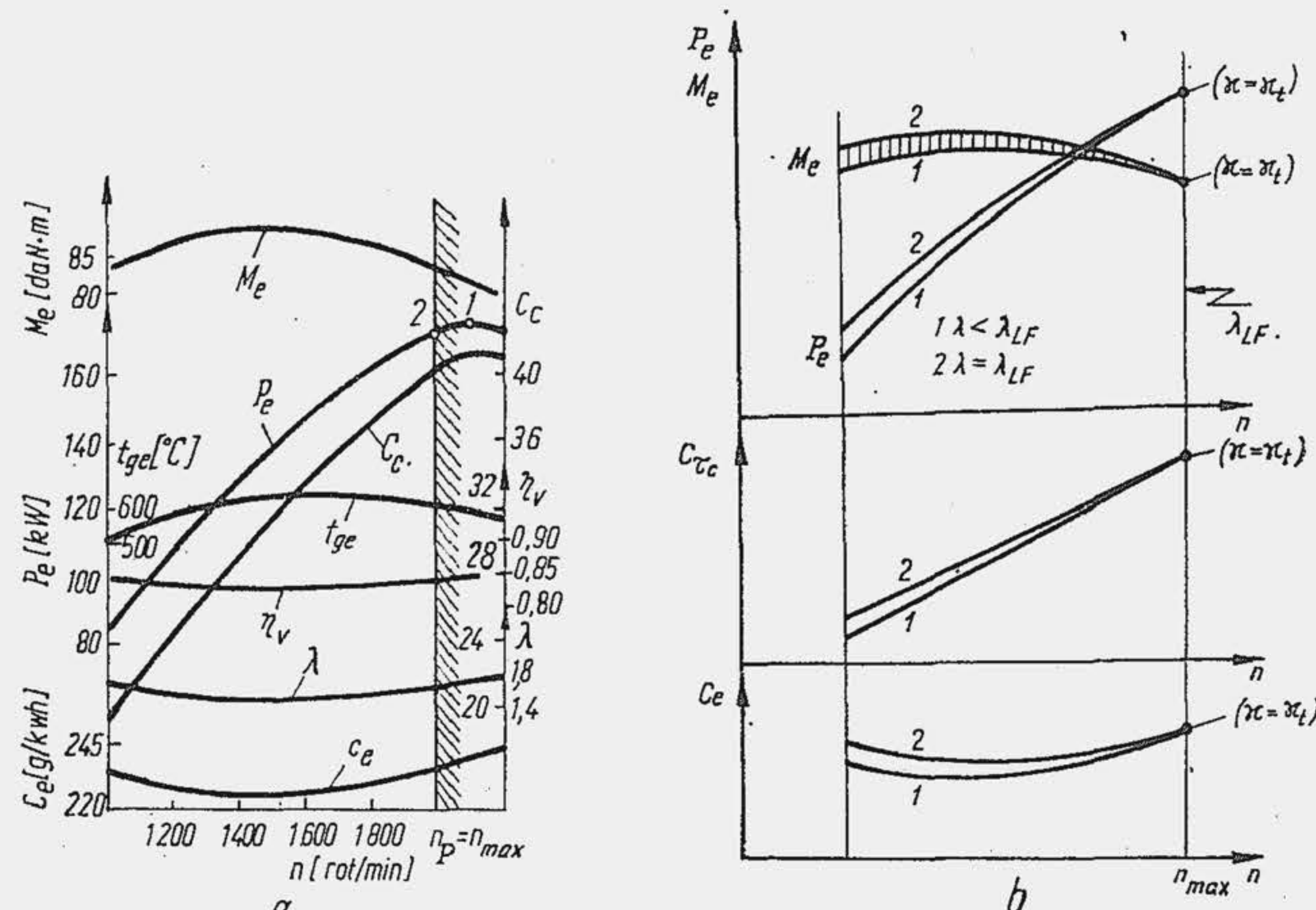


Fig. 9.19. Caracteristica de turație la sarcină totală a MAC-ului (a); comparație între caracteristicile necorectate 1 și corectate 2 (b).

maximă 2 turația  $n_P = n_{max}$ . În fine, trebuie menționată o altă particularitate a caracteristicii de turație la sarcină totală a MAC-ului. Prin definiție, caracteristica de turație se ridică la o sarcină constantă, deci prin blocarea organelor de reglaj. Astfel, dacă s-a fixat valoarea sarcinii totale ( $\kappa = \kappa_t$ ) la turația  $n = n_{max}$  pentru  $P_e = P_{e \max}$  rezultă că la reducerea turației, cremaliera rămîne într-o poziție neschimbată. Pompele de injecție cu piston-sertar, care echi-pează în marea lor majoritate motoarele de autovehicule, din cauza caracteristicilor lor funcționale (v. par. 18.3.3) prezintă o anomalie și anume reduc doza de combustibil pe ciclu, la reducerea turației. Așadar, fără a modifica sarcina, la reducerea turației nu se mai păstrează condițiile de dozaj corespunzătoare lui  $\kappa = \kappa_t$ , în mod curent coeficientul de dozaj la limita de fum  $\lambda_{LF}$  sau  $\lambda_P$ . Sărăcirea amestecului deși conduce la o reducere a consumului specific  $c_e$  (fig. 9.19, b) antrenează și o reducere a presiunii medii efective față de parametrii  $c_e$  și  $p_e$ , care s-ar obține în condițiile  $\lambda_{LF} = \text{ct.}$  Pentru motorul de automobil această împrejurare are o importanță deosebită deoarece conduce la reducerea coeficientului  $\sigma_M$ , întrucît la  $n = n_M$  se dispune de o doză mai mică de combustibil pe ciclu decât cea corespunzătoare la  $n = n_{max}$ . Acest neajuns se remediază prin adaptarea unor corectoare de debit la pompele cu piston sertar, care la reducerea turației sporesc ușor doza de combustibil pe ciclu (poziția de reglaj nu mai rămîne fixă), astfel încît  $\lambda_{LF} = \text{ct.}$  În acest caz caracteristica de turație la sarcină totală este, de două feluri (fig. 9.19, b), caracteristica necorectată 1 cu cremaliera blocată  $\lambda \neq \text{ct}$  și caracteristica corectată 2 ( $\lambda_{LF} = \text{ct.}$ ).

Pe caracteristica de turație la sarcină totală, în afară de turațiile caracteristice menționate anterior ( $n_P$ ,  $n_M$ ,  $n_{ec}$  și  $n_{max}$ ) se mai precizează următoarele turații (fig. 9.18, b): 1) turația maximă posibilă a motorului ( $n_{max \text{ pos}}$ ), care este definită de relația  $p_i = p_{rp}$ ; funcționarea în apropierea acestei turații nu este rațională deoarece nu prezintă avantaje energetice (aceeași putere se poate realiza la turații mai mici) dar în schimb conduce la o uzură intensă; 2) turația minimă stabilă ( $n_{min \text{ st}}$ ) care este în apropierea turației  $n_M$ , dar ceva mai mică decât acesta.

## 9.5.2. CARACTERISTICA RELATIVĂ DE TURATIE

La proiectarea unui motor de autovehicul este necesară cunoașterea caracteristicii de turație la sarcină totală. Ridicarea prin calcul a unei asemenea caracteristici este relativ simplă la MAS, deoarece experiența arată că factorii de care depinde alura caracteristicii ( $\eta_v$ ,  $\eta_i$ ,  $\lambda$  și  $\eta_m$ ) variază cu turația aproximativ după aceeași lege. Dacă se transformă caracteristicile de turație la sarcină totală în coordonate relative, definite prin răpoartele  $n/n_P$  și  $P_e/P_{e \max}$ , se observă o bună coincidență între ele. Astfel, MAS-urile acceptă o caracteristică unică de turație (fig. 9.20) numită *caracteristică relativă de turație* (de la numele coordonatelor). Ridicarea unei caracteristici relative de turație la MAC constituie o problemă mai dificilă, datorită deosebirilor pe care le antrenează

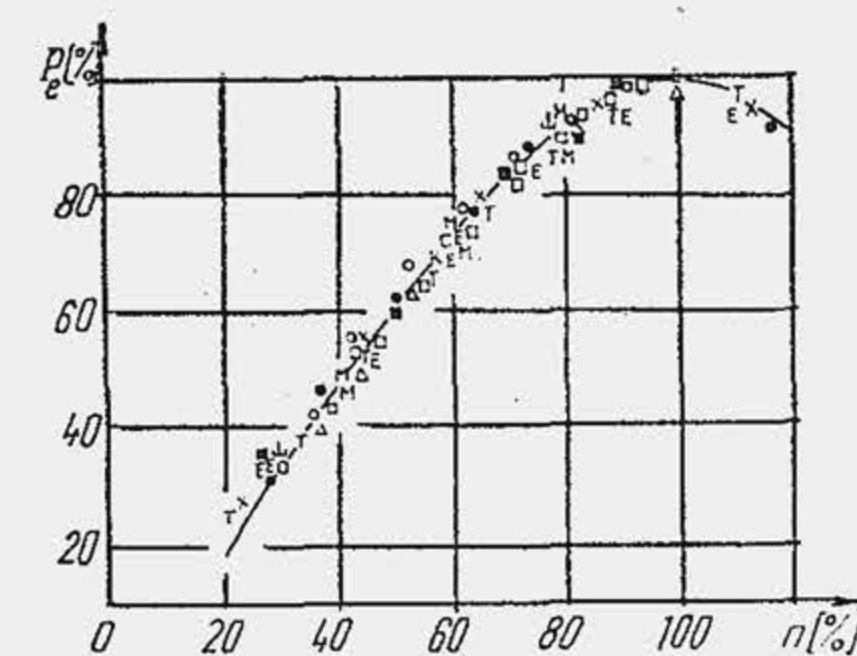


Fig. 9.20. Caracteristica relativă de turație a MAS-ului.



îndeosebi diferitele tipuri de cameră de ardere, utilizate pe aceste motoare. Acceptînd o eroare mai mare, se pot construi și pentru aceste motoare caracteristici relative de turație după formula:

$$\frac{P_e}{P_{e \max}} = a \frac{n}{n_P} + b \left( \frac{n}{n_P} \right)^2 - c \left( \frac{n}{n_P} \right), \quad (9.20)$$

unde  $a$ ,  $b$  și  $c$  iau valorile din tabela 9.5.

Tabela 9.5

Valorile coeficienților din relația (9.20)

Tipul motorului	$a$	$b$	$c$
MAS	1	1	1
MAC :			
— camera unitară de ardere	0,5	1,5	1
— camera separată de preardere	0,7	1,3	1
— camera separată de vârtej	0,6	1,4	1,2

### 9.5.3. CARACTERISTICA DE TURAJIE LA SARCINI PARȚIALE

Deoarece motoarele de autovehicule funcționează cel mai adesea la sarcini parțiale comportarea lor în asemenea condiții prezintă un interes deosebit. Caracteristicile de turație la sarcini parțiale se ridică pentru diferite poziții fixe ale organelor de reglaj, definite la turația  $n_P$ , în fracțiuni (%) din  $P_{e \max}$ .

În cazul MAS-ului se ridică experimental caracteristicile de turație pentru diferite poziții ale obturatorului sau diferiți coeficienți de sarcină (fig. 9.21). Particularitatea curbelor constă în aceea că la sarcini parțiale ele își modifică în parte alura, punctele de maxim sau minim deplasîndu-se spre stînga (locul lor geometric se află pe curba întreruptă). Această modificare în alura caracteristicilor este determinată în esență de variația gradului de umplere și a randamentului mecanic  $p_e = \text{ct } (\eta_i/\lambda)\eta_m \cdot \eta_v$ . Variația gradului de umplere cu turația a fost explicată (v. fig. 2.38). În ceea ce privește randamentul mecanic, variația lui cu turația este, de asemenea, cunoscută, dar la sarcini parțiale și alura randamentului mecanic se modifică (fig. 9.22), în parte, tot sub influența gradului de umplere (dacă se substituie în relația (9.14),  $p_i$  obținut din relația (2.21) împărțită prin  $\eta_m$ , rezultă  $\eta_m = 1 - (p_{rp}/C \eta_v)$ ,  $C$  fiind aproximativ constant). O consecință importantă a schimbării alurii momentului motor o constituie faptul că, la sarcini parțiale, motorul prezintă o capacitate mai mare de adaptabilitate la tracțiune (momentul motor crește repede cu reducerea turației).

Caracteristicile de sarcini parțiale pun în evidență cel mai mic consum specific efectiv de combustibil, care se numește *consumul specific efectiv minim minimorum*,  $c_{emm}$ . El se produce la circa 80...85% din sarcina totală,

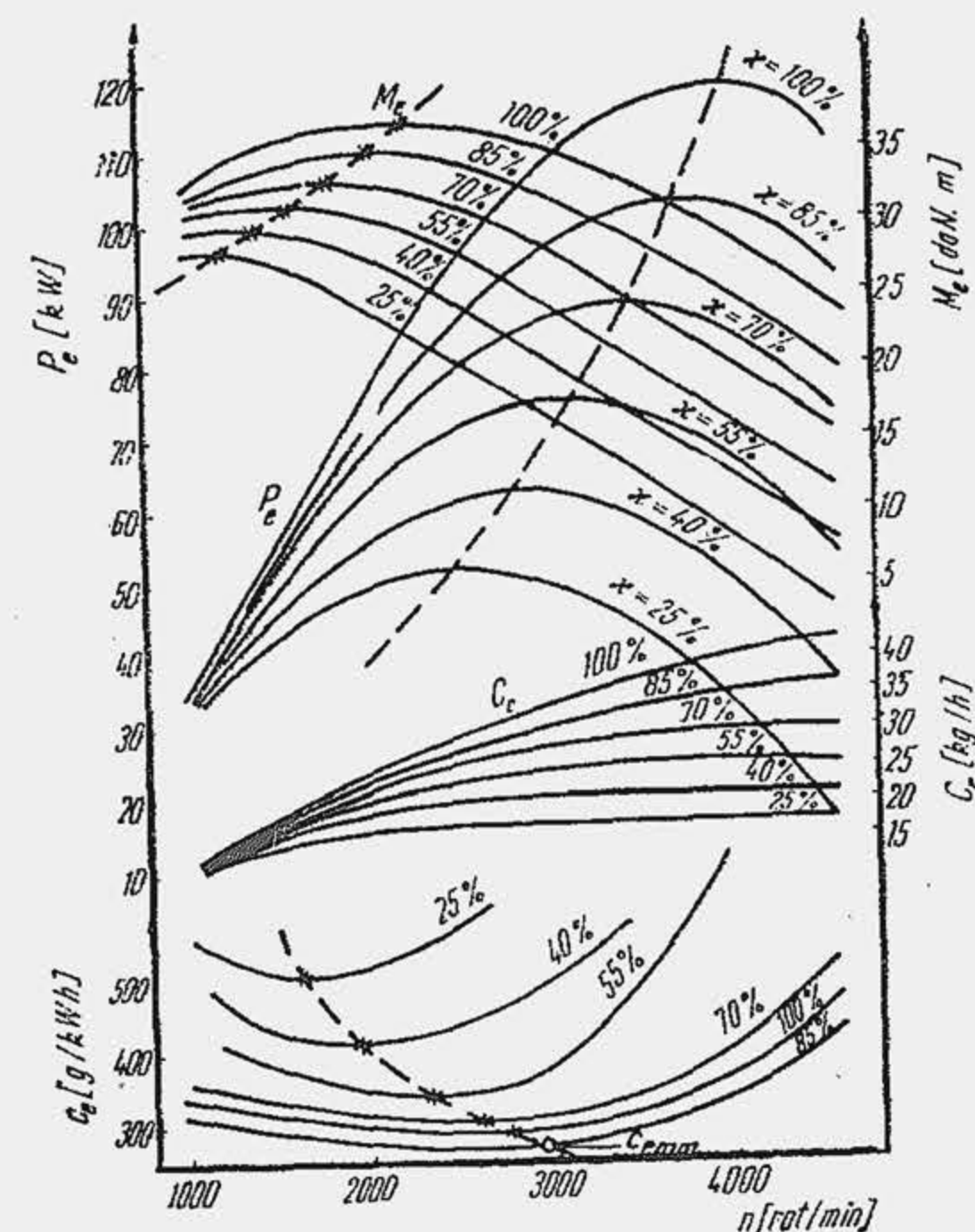


Fig. 9.21. Caracteristica de turație a MAS-ului la sarcini parțiale.

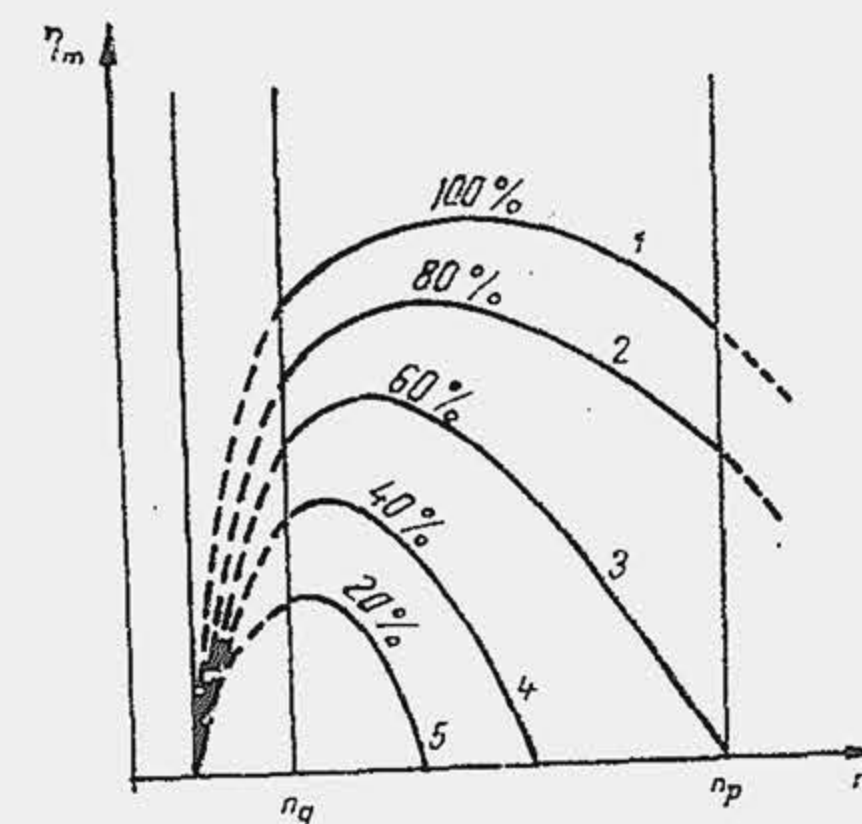


Fig. 9.22. Dependența randamentului mecanic de turație și sarcină la MAS.

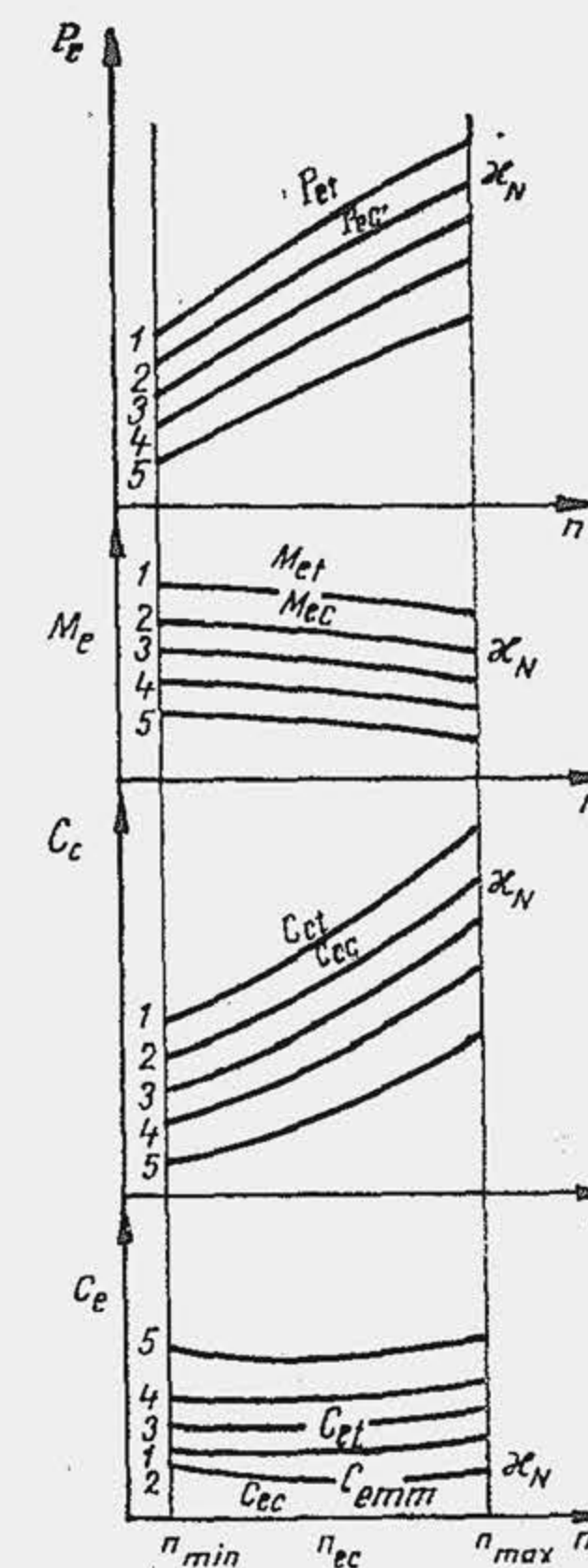


Fig. 9.23. Caracteristica de turație a MAC-ului la sarcini parțiale.

cînd motorul este reglat pentru coeficientul de dozaj economic ( $\lambda_{ec} < \lambda_P$ ). Se înțelege că  $c_{emm}$  reprezintă o mărime fundamentală de performanță, care evidențiază perfecțiunea proceselor la stand. Consumul specific mediu în exploatare este mai mare decât  $c_{emm}$ , se compară cu  $c_{emm}$  (nivel de referință) și se definește coeficientul mediu de eficiență în exploatare (v. par. 24.1)

În cazul MAC-ului, gradul de umplere nu suferă modificările menționate anterior. La reducerea sarcinii el crește ușor, deoarece se reduce regimul termic al motorului, dar nu schimbă de alură la variația turației (v. fig. 2.38), de aceea și randamentul mecanic se modifică numai în valoare absolută, dar nu-și schimbă alura. Ca urmare, toate caracteristicile sînt aproximativ paralele (fig. 9.23).



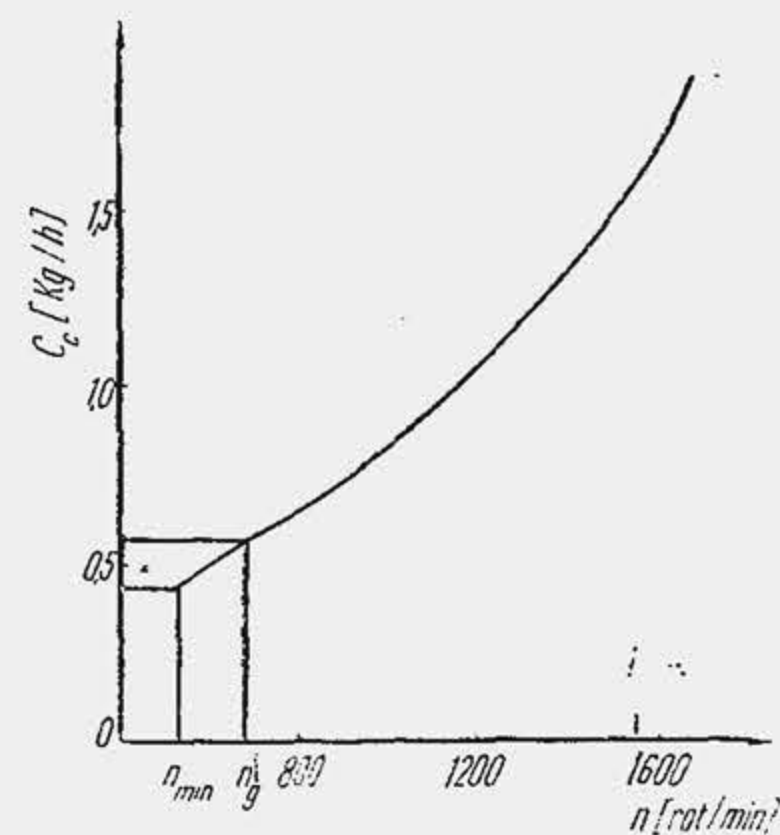


Fig. 9.24. Caracteristica de mers în gol.

#### 9.5.4. CARACTERISTICA DE TURAȚIE LA MERSUL ÎN GOL

Caracteristica de turație la sarcină nulă ( $\alpha = 0$ ,  $P_e = 0$ ) se numește caracteristica de turație la mers în gol, sau, pe scurt, caracteristica de mers în gol. Această caracteristică (fig. 9.24) precizează variația consumului orar de combustibil cu turația la mersul în gol. Turația de mers în gol trebuie stabilită din condiția funcționării stabile a motorului în condiții economice, deci cu un consum minim de combustibil.

### 9.6. CARACTERISTICI DIVERSE

#### 9.6.1. CARACTERISTICA DE PROPULSIE

Caracteristica de propulsie a unui motor de autovehicul precizează turația maximă a motorului, corespunzătoare vitezei maxime de înaintare a autovehiculului,  $v_{aut\ max}$ , precum și rezerva de putere a motorului. Puterea rezistentă la înaintarea autovehiculului  $P_R$  este o parabolă cubică în raport cu viteza de înaintare  $v_{aut}$ , adică  $P_R = f(v_{aut}^3)$ . Între viteza  $v_{aut}$  în km/h, și turația  $n$  există dependența liniară  $n = (i_t/0,377\ r_r) v_{aut}$ , unde  $i_t$  este raportul total de transmisie iar  $r_r$  — raza roții, în m. Astfel, se suprapun curbele  $P_e(n)$  și  $P_R(n)$  (fig. 9.25). Punctul de intersecție  $B$  reprezintă bilanțul de putere al autovehiculului și definește turația de bilanț al puterii  $n_B$  la viteza  $v_{aut\ max}$ . Pentru  $n < n_B$ ,  $P_R$  este precizat de segmentul  $ab = P_R$ , dar motorul dezvoltă o putere mai mare decât puterea rezistentă (segmentul  $bc$ ). Se numește rezervă de putere ( $RP$ ) puterea suplimentară  $RP = ac - ab$  care servește la accelerarea autovehiculului sau la ridicarea unei rampe. Curba  $RP = f(n)$  trece printr-un maxim. Valoarea maximului ( $RP_{max}$ ) și poziționarea lui în domeniul utilizabil de turație a motorului, constituie probleme de bază pentru acordarea motorului cu vehiculul. Astfel, un autovehicul care urmează să realizeze aceeași viteză  $v_{aut\ max}$  se proiectează în două variante, cu două rapoarte de transmisie distincte  $i_{t1}$  și  $i_{t2}$ . În câmpul diagramei  $P \times n$  rezultă două curbe  $P_{R1}$  și  $P_{R2}$  (fig. 9.26). Dacă se trasează caracteristica exterioră a motorului rezultă două puncte de intersecție  $B_1$  și  $B_2$ . Punctul de intersecție  $B_1$  aduce un avantaj fundamental pentru motor și anume  $n_B < n_P$  ceea ce înseamnă o sollicitare termomecanică mai mică a motorului, deci o durată de serviciu mai mare. Curba  $P_{R2}$  impune  $n_B > n_P$ , ceea ce implică, prin opoziție, micșorarea durabilității dar în schimb, rezerva de putere a motorului este incomparabil mai mare decât în primul caz. Intersecția  $B_1$  este caracteristică pentru motoarele care echipează autobuze și autocamioane ( $n_{B1} = 0,8 \dots 0,9 n_P$ ); intersecția

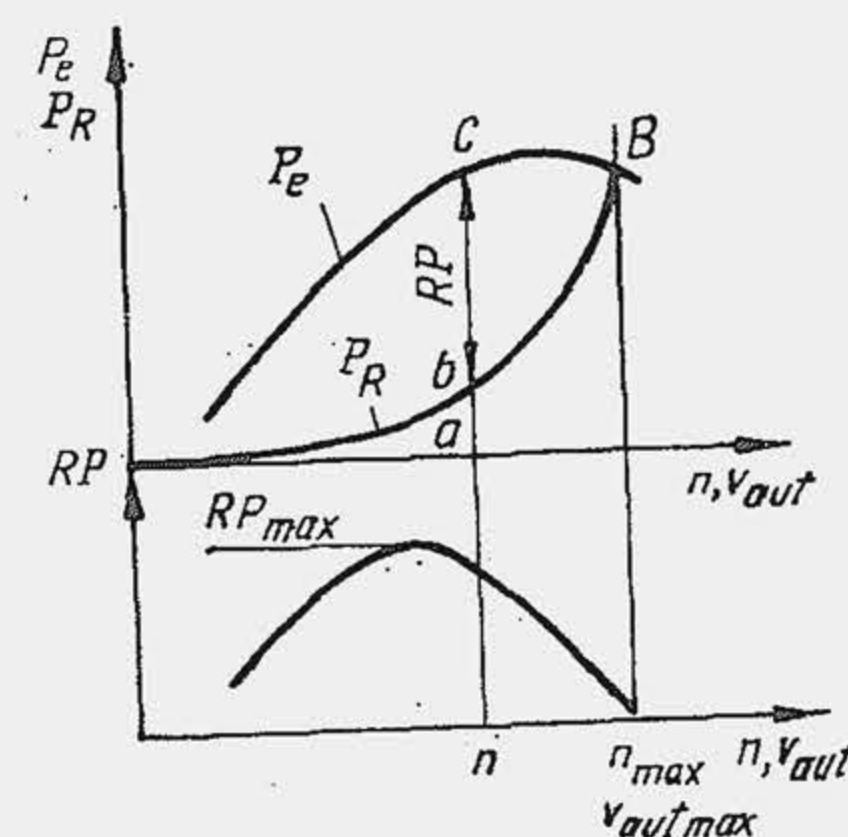


Fig. 9.25. Determinarea rezervei de putere.

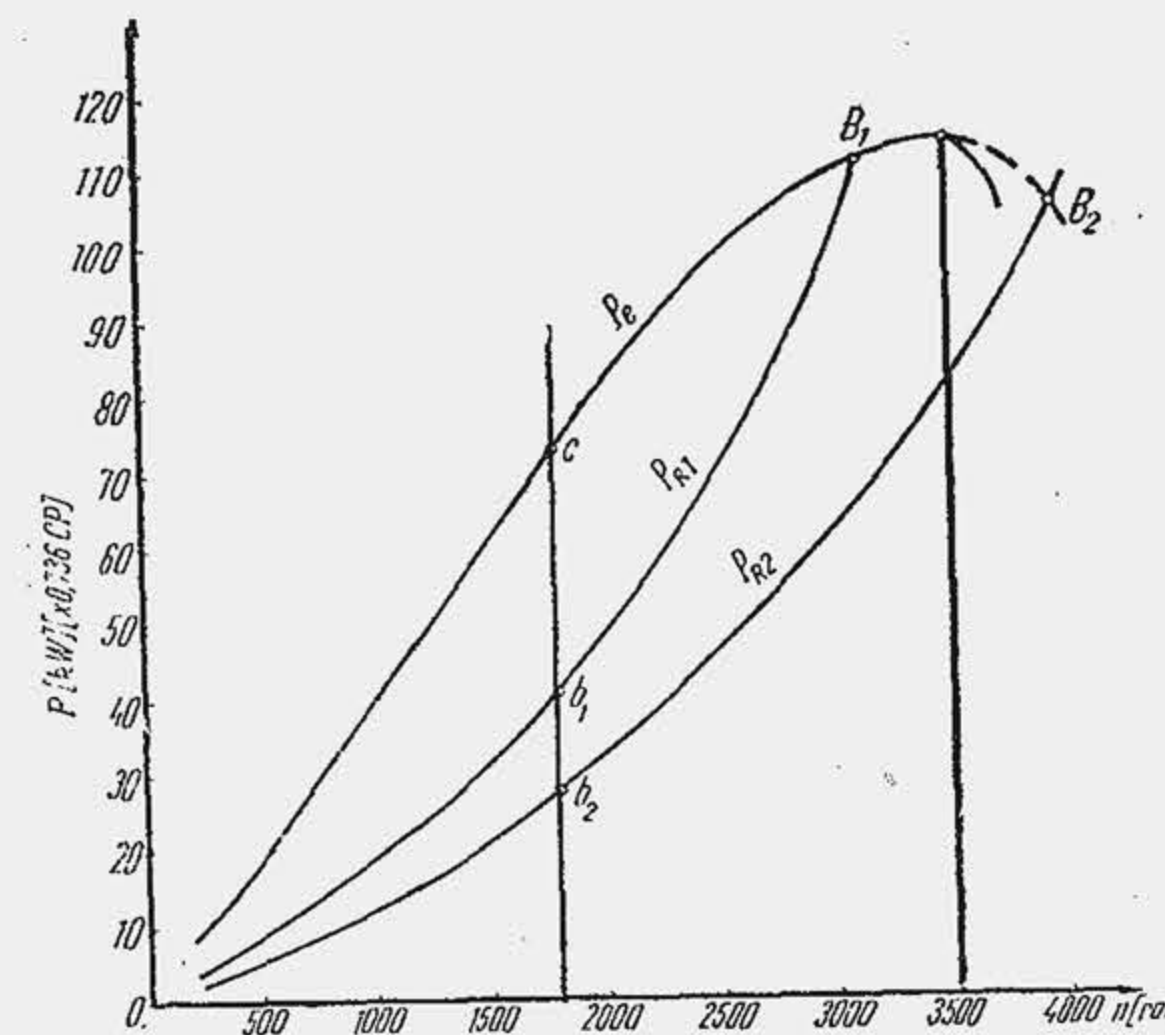


Fig. 9.26. Corelarea puterii rezistente cu caracteristica exterioră.

$B_2$  este caracteristică pentru turisme ( $n_{B2} = 1,05 \dots 1,15 n_P$ ). La proiectarea unui autovehicul de o anumită clasă, problema turației de bilanț al puterii se pune și de o altă manieră. Există o singură curbă  $P_R$ , dar motorul oferă două caracteristici exterioare distincte  $P_{eI}$  și  $P_{eII}$  obținute prin diferențierea sistemului de distribuție și a reglajului de avans, dozaj etc. (fig. 9.27).

Caracteristica de tip I se bucură de proprietatea că  $P_{e\ max}$  se realizează la o turație mai mică în comparație cu turația la care se realizează  $P_{e\ max}$  pentru caracteristica de tipul II. În schimb  $(P_{e\ max})_I < (P_{e\ max})_{II}$ . Dacă se compară acum rezerva de putere pentru cele două tipuri de caracteristici se observă că  $RP$  este mai mare la turații mici pentru caracteristica de tipul I, iar  $RP$  este mai mare la turații ridicate pentru caracteristica de tipul II. Motoarele care realizează o rezervă mare de putere la turații ridicate se numesc *motoare împinse*. Caracteristica de tipul I este mai avantajoasă pentru motoarele de autocamioane și tractoare sau pentru turisme cu o utilizare urbană mai frecventă; caracteristica de tipul II este mai avantajoasă pentru turismele care se deplasează pe autostrăzi și trebuie să posede o mare capacitate de accele-

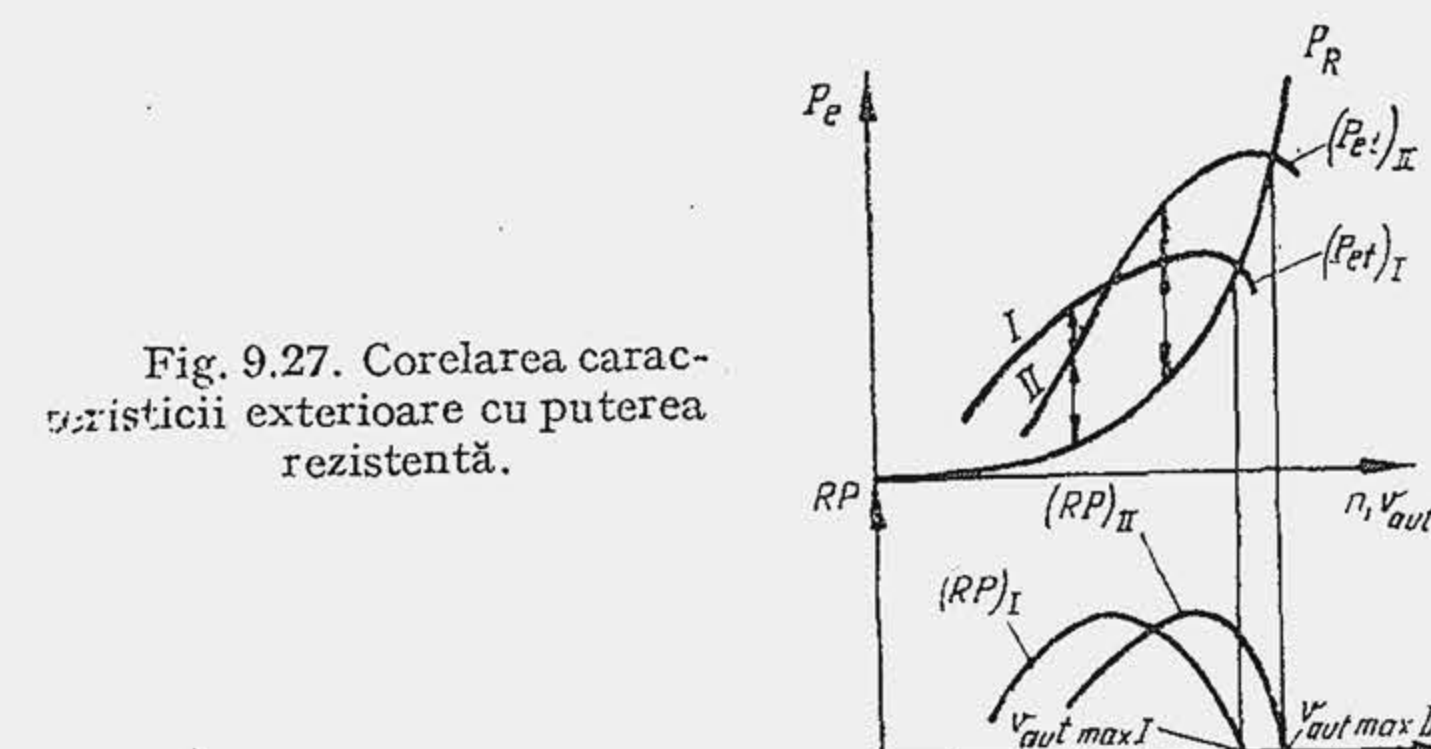
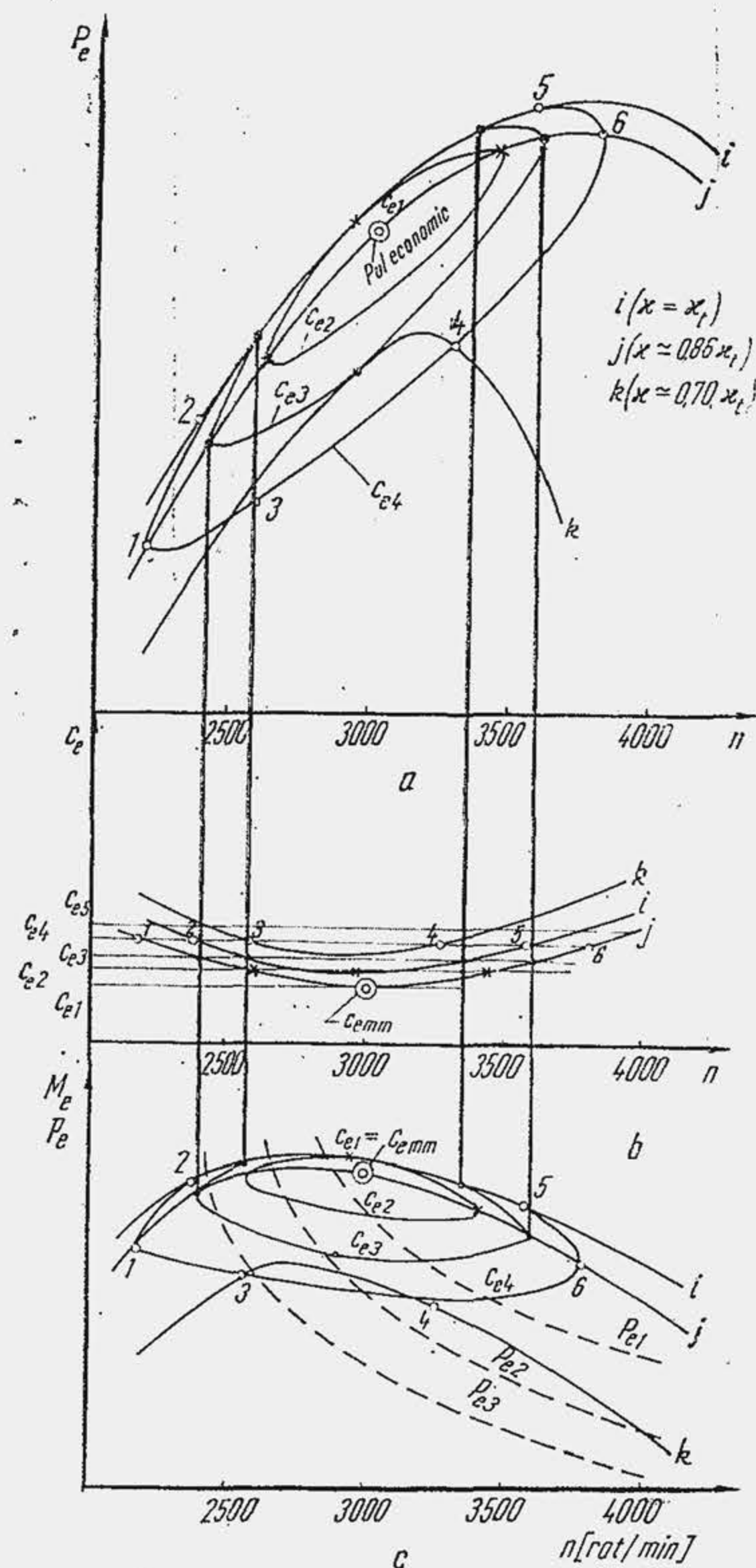


Fig. 9.27. Corelarea caracteristicii exterioare cu puterea rezistentă.





(←) Fig. 9.28. Construcția curbelor izoparametrice pentru motorul de autovehicule

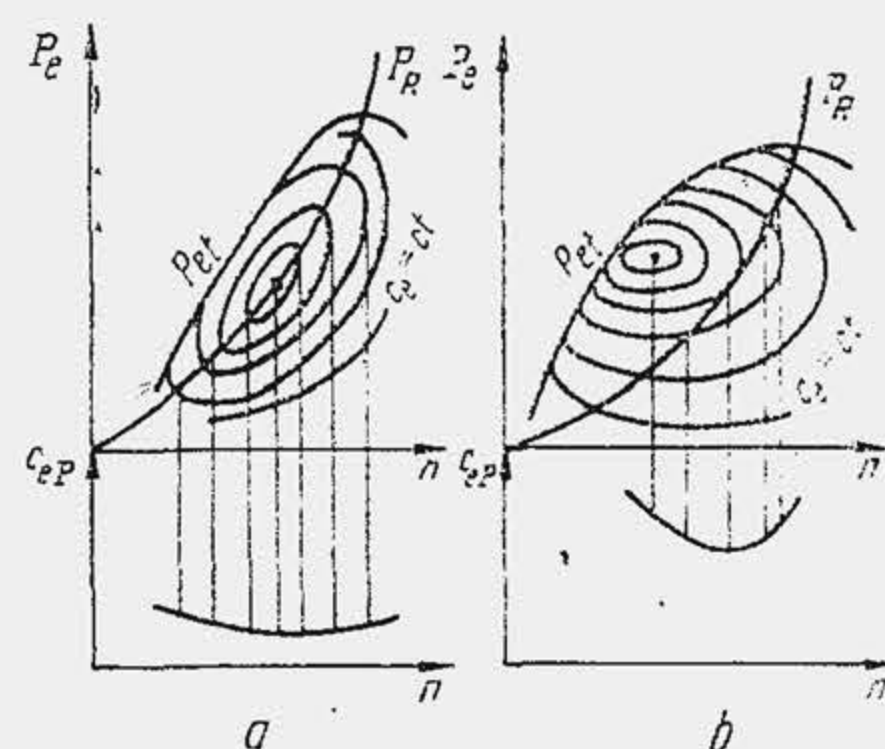


Fig. 9.30. Comparația între consumurile specifice de combustibil a două motoare cu rețele izoparametrice diferite.

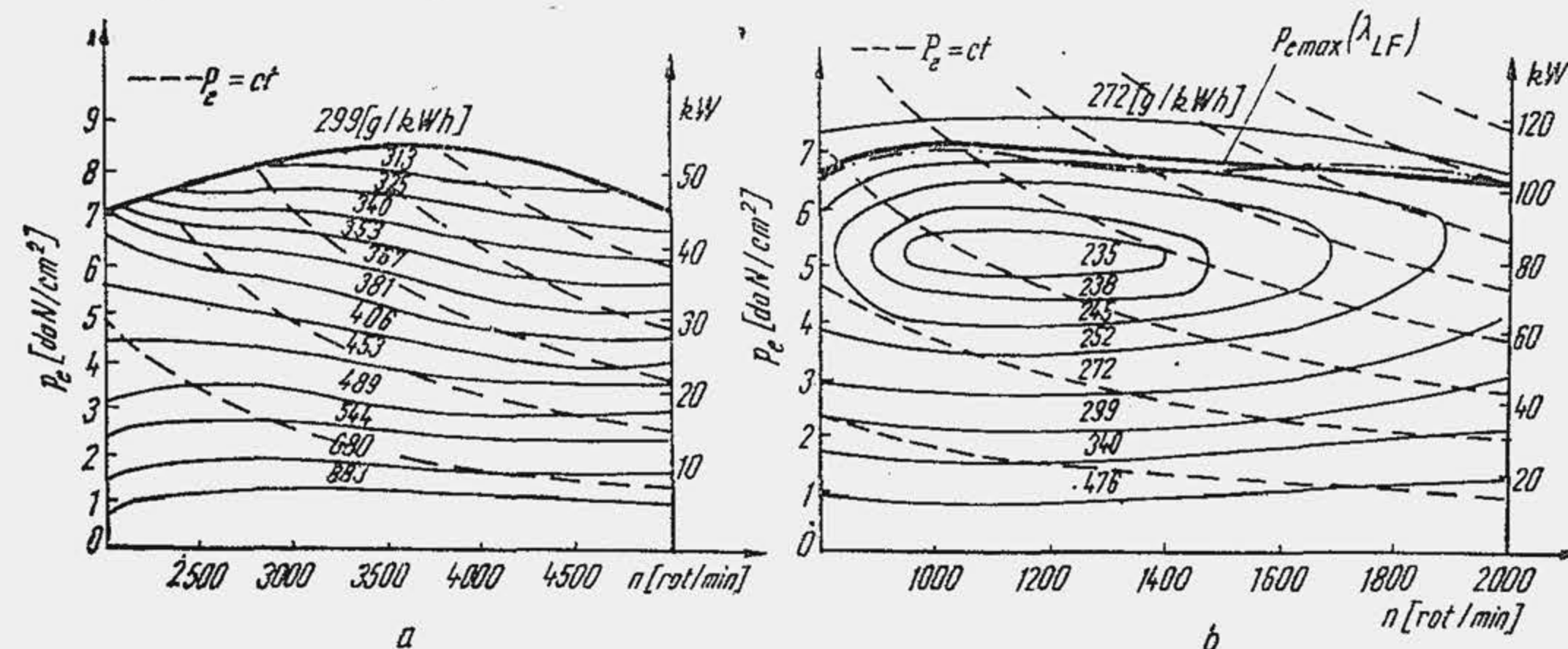


Fig. 9.29. Curbele izoparametrice de consum pentru un MAS (a) și un MAC (b).

rare la viteze mari de înaintare, adică la turații ridicate. Motoarele împinse au o capacitate mică de ridicare a rampelor și de accelerare în domeniul turațiilor joase.

## 9.6.2. CARACTERISTICI COMPLEXE

Caracteristicile complexe reprezintă interdependențele mai multor mărimi caracteristice ale motorului. În general ele reprezintă variația unei mărimi caracteristice în funcție de un factor peste care se suprapune o rețea de curbe izoparametrice. În figura 9.28 se arată un exemplu de ridicare a unei caracteristici complexe. Se determină experimental caracteristicile de turație la sarcini parțiale, inclusiv caracteristica la sarcina totală,  $P_e - n$ ,  $c_e - n$ ,  $M_e - n$ ,  $p_e - n$  (fig. 9.28). Se trasează drepte  $c_{e1} = ct$ ;  $c_{e2} = ct$  etc., pe figura 9.28, b (pentru  $c_{e4} = ct$  se obțin punctele de intersecție 1, 2, 3, 4, 5, 6), iar punctele de intersecție se deplasează în figurile a, c, în corespondență cu sarcinile respective  $i, j, k$ .

Unind punctele 1, 2, 3, 4, 5 și 6 în diagrama  $P_e - n$  sau  $M_e - n$  se obține curba izoparametrică de consum specific efectiv constant  $c_{e4}$ . Întrucât consumul specific minim de combustibil se realizează la un singur regim, punctul reprezentativ în diagrama  $P_e - n$  se numește *pol economic* al diagramei ( $c_e$  minim minimorum). În figura 9.29 se arată curbele izoparametrice de consum specific efectiv pentru un MAS de turism (a) și un MAC de autocamion (b). Curbele izoparametrice de consum specific sînt utile pentru precizarea consumului specific  $c_{eP}$  pe caracteristica de propulsie. Astfel, în diagramele cu curbele izoparametrice  $c_e$  se trasează și caracteristica de propulsie  $P_R$ . După metoda indicată pe diagrame (fig. 9.30) se construiesc consumurile specifice de propulsie. Se observă că, în primul caz (a), cînd caracteristica  $P_R$  trece prin polul economic, consumul de propulsie atinge o valoare minimă mai redusă decît în al doilea caz. De asemenea, spre deosebire de al doilea caz, consumul specific de propulsie variază mult mai lin cu turația, ceea ce arată că această caracteristică este mult mai avantajoasă în exploatare. Modificarea rețelei de izoparametrice se realizează practic prin reglajul dozajelor, a avansurilor la aprindere și injecție, prin reglajul fazelor de distribuție etc. Astfel, caracteristicile complexe devin deosebit de avantajoase pentru a studia comportarea motorului în raport cu destinația sa și stabilirea unor reglaje optime.

## 9.7. CORECTAREA CARACTERISTICILOR

S-a arătat că schimbarea condițiilor de stare a mediului ambiant afectează procesul de admisiune. În acest fel intervin schimbări și în desfășurarea procesului de ardere deoarece sînt modificate condițiile inițiale de stare a amestecului inițial. Ca urmare, gradul de umplere, dozajul, randamentul indicat



și randamentul mecanic, adică toți acei factori care hotărăsc nivelul puterii și consumului specific vor suferi abateri de la valorile lor optime. Pentru stabilirea performanțelor de putere și economicitate ale unui motor dat, comparabile cu ale altor motoare, apare necesar ca încercarea pe stand să se efectueze în condiții de stare standard. Cum această cerință nu poate fi practic satisfăcută (laboratoarele nu se află la aceeași altitudine sau latitudine, iar starea mediului ambiant este variabilă), se impune raportarea indicilor de performanță la un nivel de referință unic, ceea ce se realizează prin corectarea lor. În acest scop se stabilesc formule de corectare care urmăresc să reducă puterea efectivă și consumul specific efectiv de combustibil, măsurate în condiții oarecare de presiune și temperatură la condițiile standard; cazul opus este următorul: se cunosc performanțele motorului în condițiile de stare standard și se cer performanțele motorului în exploatare, în condiții de stare schimbate.

Stabilirea unor formule raționale de corectare impune analiza influenței condițiilor atmosferice asupra fenomenelor gazotermodinamice și mecanice din motoare. Pe această cale, prof. C. A r a m ă a obținut [2] o formulă de corectare cu un caracter mai general, din care se deduc, ca relații particulare, formulele utilizate curent în practica încercărilor de motoare.

Se notează cu indicii  $s$ , performanțele motorului în condiții standard. Raportul puterilor efective în condiții atmosferice oarecare și în condiții atmosferice standard este definit de relația (2.19)

$$\frac{P_{es}}{P_e} = \frac{\eta_{ms}}{\eta_m} \cdot \frac{\eta_{is}}{\eta_i} \cdot \frac{\lambda}{\lambda_s} \cdot \frac{\rho_{0as}}{\rho_{0a}} \cdot \frac{\eta_{vs}}{\eta_v} = K, \quad (9.21)$$

unde  $K$  se numește *factor de corectare*. Ținând seama și de relațiile (2.20) și (2.21) se obține

$$P_{es} = K P_e; \quad M_{es} = K M_e; \quad p_{es} = K p_e. \quad (9.21^*)$$

Factorul de corectare la MAS ( $K_s$ ) diferă de factorul de corectare la MAC ( $K_c$ ).

Pentru motoarele de autovehicule, se admite că primele trei rapoarte sînt unitare. Raportul densităților este

$$\frac{\rho_{0as}}{\rho_{0a}} = \frac{p_{0s}}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_{0s}}, \quad (9.22)$$

iar ultimul raport este proporțional cu temperatura mediului ambiant (v. par. 2.1.5.1 și fig. 2.29):

$$\frac{\eta_{vs}}{\eta_v} = \left( \frac{T_{0s}}{T_0} \right)^m. \quad (9.23)$$

Substituind relațiile (9.22), (9.23) în (9.21) se obține

$$K = \frac{p_{0s}}{p_0} \left( \frac{T_0}{T_{0s}} \right)^{1-m}. \quad (9.24)$$

S-a arătat că la MAS s-a găsit pe cale experimentală  $m = 0,5$ . La motorul cu aprindere prin comprimare s-a găsit  $m = 0,35$ . Mărimile  $p_{0s}$  și  $T_{0s}$  sînt definite de fiecare standard (tab. 9.3). În conformitate cu STAS 10206-75 (sau STAS 6635-76),  $p_{0s} = 100 \text{ kPa}$  sau  $750 \text{ mmHg}$ ,  $T_{0s} = 298 \text{ K}$ . Rezultă:

$$K_s = \frac{100}{p_0} \left( \frac{T_0}{298} \right)^{0,5} \quad (9.25); \quad K_c = \frac{100}{p_0} \left( \frac{T_0}{298} \right)^{0,65}, \quad (9.26)$$

unde  $p_0$  este presiunea atmosferică în kPa. La încercarea MAS-ului, STAS 6635-76 prevede că factorul de corectare nu se aplică la determinarea consumului specific  $c_e$ ; la încercarea MAC-ului,  $c_e$  se calculează cu puterea corectată.

Umiditatea atmosferică influențează gradul de umplere, cantitatea de aer disponibilă se micșorează și puterea motorului scade. Se convine ca influența umidității să se ia în considerare prin corectarea presiunii aerului atmosferic. În acest scop, raportul presiunilor  $p_{0s}/p_0$  se substituie cu expresia

$$\frac{p_{0s} - \varphi p_{vs}}{p_0 - \varphi p_v}, \quad (9.27)$$

unde  $\varphi$  este umiditatea relativă a aerului, în % iar  $p_v$  — presiunea de saturație a vaporilor de apă, la temperatura corespunzătoare. Uneori se efectuează o corectare medie prin majorarea presiunii standard. STAS 6635-75 neglijează influența umidității asupra factorului de corectare.

**Exemplul numeric 9.2.** Să se determine puterea unui motor cu aprindere prin scînteie la 2000 m altitudine știind că în condiții standard dezvoltă 100 kW. R. Din figura 2.30 se citește pentru altitudine, de 2000 m:  $p_0 = 0,8 \text{ daN/cm}^2$  și  $T_0 = 276 \text{ K}$ .

Din tabela 9.2 rezultă  $0,8 \text{ daN/cm}^2 = 0,8 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 0,8 \cdot 10^2 \text{ kPa}$ . Se aplică relația (9.26):  $K_s = (100/80)(276/298)^{0,5} = 1,20$ . Puterea  $P_e = 100/1,20 = 83 \text{ kW}$ .

## BIBLIOGRAFIE

1. Apostolescu, N. și Bătagă, N. *Motoare cu ardere internă*, Editura didactică și pedagogică, București, 1967.
2. A r a m ă C. *Corectarea caracteristicilor motoarelor cu ardere internă cu admisiunea normală*. În „Metalurgia și construcția de mașini”, 5, 1961.



3. Aramă, C. *Randamentul mecanic al motoarelor cu ardere internă*. În „Metalurgia și construcția de mașini”, 1, 1962.
4. Aramă, C. *Corectarea caracteristicilor motoarelor supraalimentate cu aprindere prin comprimare*. În „Metalurgia și construcția de mașini”, 1, 1963.
5. Aramă, C. și Grünwald, B. *Motoare cu ardere internă*. Editura tehnică, București, 1966.
6. Raikov, I. Ia. *Ispătania dvigatelei vnutrennego sgoraniia*. Vâșșaiia Școla, Moskva, 1975.
7. Stratulat, M. și Munteanu, S. D. *Încercarea motoarelor cu ardere internă*. Editura tehnică, București, 1966.
8. Stratulat, M., Șoiman, M. și Văiteanu, D. *Diagnosticarea automobilelor*. Editura tehnică, București, 1977.

## PARTEA A DOUA

---

# DINAMICA, CONSTRUCȚIA ȘI CALCULUL MECANISMULUI MOTOR



# 10.

## FORȚELE ȘI MOMENTELE DIN MECANISMUL MOTOR. ORDINEA DE APRINDERE

### 10.1. CINEMATICA MECANISMULUI BIELĂ-MANIVELĂ

Cinematica mecanismului bielă-manivelă se studiază în următoarele ipoteze simplificatorii: 1) motorul funcționează în regim stabilizat, deci turația motorului este invariabilă în timp; 2) viteza unghiulară a arborelui cotit este constantă. Când arborele cotit are o mișcare de rotație uniformă viteza unghiulară  $\omega$  rezultă din relația  $\omega = \Delta \alpha / \Delta \tau = 2 \pi / (60/n)$  sau

$$\omega [\text{rad/s}] = \pi n / 30. \quad (10.1)$$

Pe baza ultimei ipoteze cinematica manivelei este independentă de particularitățile geometrice ale mecanismului bielă-manivelă. În schimb, cinematica pistonului și bielei depinde de tipul mecanismului bielă-manivelă. Mecanismul bielă-manivelă poate fi: 1) axat sau dezaxat; 2) normal sau cu bieletă. Mecanismul bielă-manivelă este *axat* când axa cilindrului întâlnește

axa de rotație a arborelui cotit (axa arborelui cotit este normală la un plan care conține axa cilindrului, deci este normală la planul figurii 10.1, a, în punctul O). Mecanismul bielă-manivelă se numește *dezaxat*, când axa cilindrului este deplasată față de axa de rotație a arborelui cotit cu distanța  $e$ , numită *excentricitate* (fig. 10.1, b). Mecanismul bielă-manivelă se numește *normal* când biela este articulată direct pe manetonul arborelui cotit (fig. 10.1, a și b); mecanismul bielă-manivelă se numește *cu bieletă* când cuprinde un mecanism motor normal și un mecanism motor cu bieletă care lucrează indirect asupra manetonului prin intermediul bielei (fig. 10.2). La motoarele policilindrice studiul cinemantic și dinamic este simplificat de identitatea tuturor cilindrilor dintr-o linie, determinată de sim-

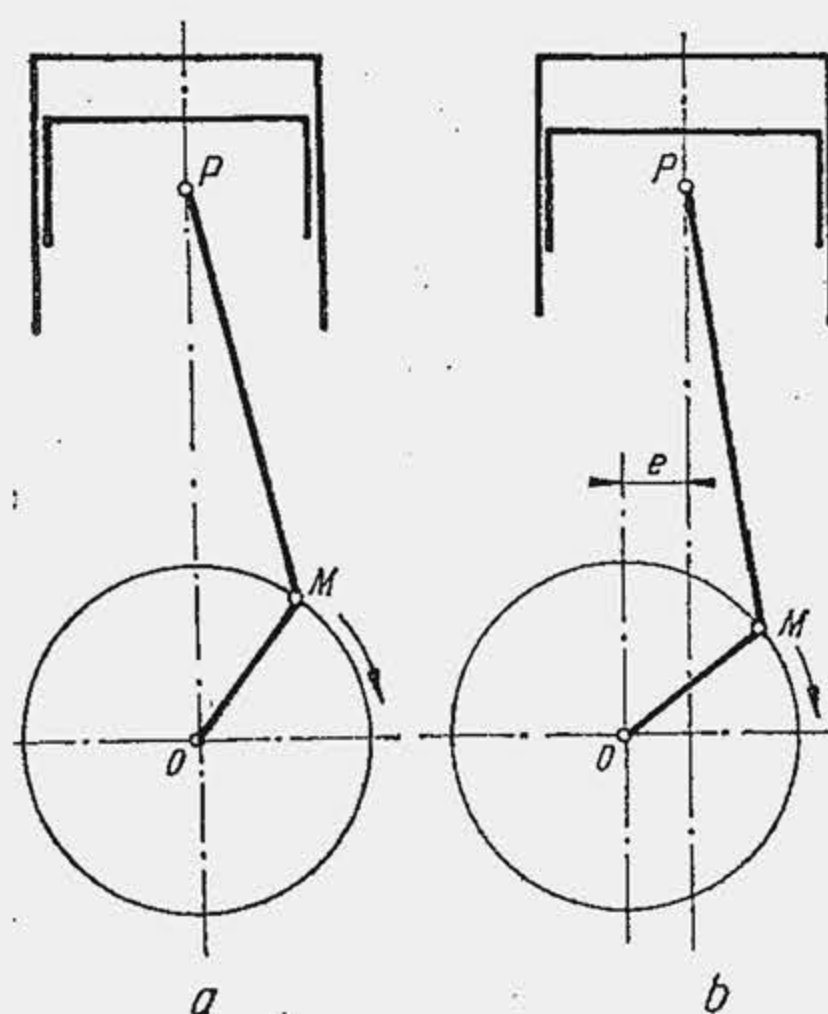


Fig. 10.1. Schemele mecanismului motor axat (a) și dezaxat (b).

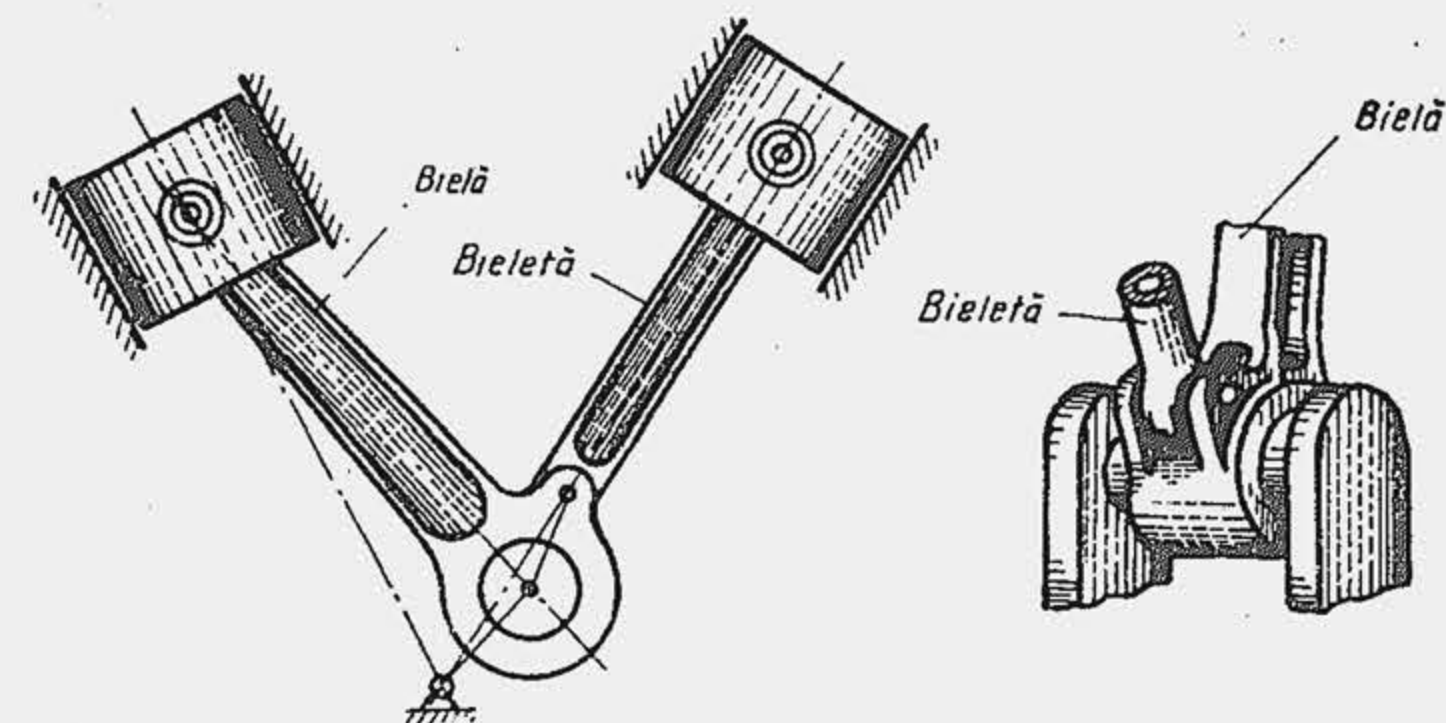


Fig. 10.2. Mecanismul bielă-manivelă cu bieletă.

plificarea fabricației. La motoarele de autovehicul se utilizează mecanismul motor normal, axat.

Pentru precizarea forțelor prezintă interes cinematica pistonului. Se utilizează următoarele notații (fig. 10.3):  $b$  — lungimea bielei;  $r$  — raza manivelei sau distanța de la axa manetonului la axa de rotație a arborelui cotit;  $S$  — cursa pistonului,  $s$  — deplasarea momentană a pistonului față de  $p_{mi}$ ;  $P$  — centrul de articulație dintre biela și piston;  $M$  — centrul de articulație dintre biela și maneton;  $O$  — centrul de rotație a arborelui cotit;  $\beta$  — unghiul dintre biela și axa cilindrului, numit și oblicitatea bielei;  $\alpha$  — unghiul RA;  $P_i$  și  $P_e$  — pozițiile extreme ale centrului  $P$ , la punctele moarte.

Deplasarea pistonului este identică cu deplasarea piciorului bielei sau cu a punctului  $P$ . Evident:  $s = \overline{P_i P} = \overline{P_i O} - \overline{P O}$  sau substituind segmentele  $\overline{P_i O}$  și  $\overline{P O}$  cu proiecțiile bielei și manivelei pe axa cilindrului, rezultă

$$s = b + r - (b \cos \beta + r \cos \alpha). \quad (10.2)$$

Proiecțiile pe verticală a lungimilor bielei și manivelei dau  $\overline{MM'} = b \sin \beta = r \sin \alpha$  sau  $\sin \beta = \Lambda \sin \alpha$  unde s-a notat  $\Lambda = r/b$ . Raportul  $r/b$  variază în limitele  $\Lambda = 1/3 \dots 1/5$  și se alege în corelație cu soluția de principiu a motorului (v. par. 10.4). La motoarele de turism  $\Lambda \approx 1/3 \dots 1/3,8$ ; la motoarele de camion  $\Lambda = 1/3,8 \dots 1/4,2$ . Pe baza relațiilor trigonometrice rezultă

$$\cos \beta = (1 - \Lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}. \quad (10.3)$$

Expresia exactă a deplasării pistonului, pe baza relației (10.3) ia forma

$$s = r \left\{ 1 - \cos \alpha + \frac{1}{\Lambda} [1 - (1 - \Lambda^2 \sin^2 \alpha)^{1/2}] \right\}. \quad (10.4)$$

Pentru studiul dinamic este util să se exprime deplasarea pistonului într-o formă mai simplă. Observând că deplasarea pistonului este o funcție periodică, de perioadă  $2\pi$ , funcția  $s$  se poate dezvolta în serie Fourier. Se obține:

$$s = r [1 + a_0 - (\cos \alpha + a_2 \cos 2\alpha - a_4 \cos 4\alpha + a_6 \cos 6\alpha - a_8 \cos 8\alpha \dots \pm a_n \cos n\alpha)]. \quad (10.5)$$

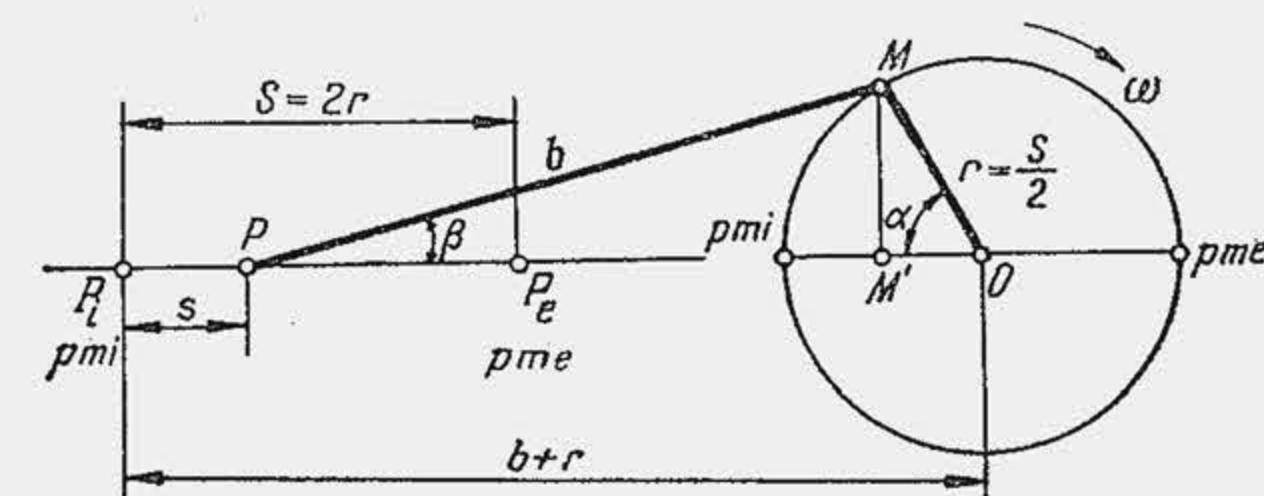


Fig. 10.3. Schemă pentru determinarea cinematicii pistonului.



Tabela 10.1

Relațiile generale ale coeficienților din expresia cursei pistonului

$a_0 = \frac{1}{4} \Lambda + \frac{3}{64} \Lambda^3 + \frac{5}{256} \Lambda^5 + \frac{175}{16384} \Lambda^7 + \dots$
$a_2 = \frac{1}{4} \Lambda + \frac{1}{16} \Lambda^3 + \frac{15}{512} \Lambda^5 + \frac{35}{2048} \Lambda^7 + \dots$
$a_4 = \frac{1}{64} \Lambda^3 + \frac{3}{256} \Lambda^5 + \frac{35}{4096} \Lambda^7 + \dots$
$a_6 = \frac{1}{512} \Lambda^5 + \frac{5}{2048} \Lambda^7 + \dots$
$a_8 = \frac{5}{16384} \Lambda^7 + \dots$

Coeficienții  $a_0, a_2, a_4, \dots$  sînt arătați în tabela 10.1. Componentele trigonometrice ale funcției  $s$  se numesc *armonice*. Cercetînd relația (10.5) se poate conchide că dezvoltarea în serie a deplasării pistonului la mecanismul motor normal axat, comportă o singură armonică impară-armonică de ordinul I; toate celelalte armonici sînt pare. Întrucît  $\Lambda < 1$  amplitudinea armonicilor de rang superior scade repede (tab. 10.2).

Pentru precizarea forțelor de inerție care solicită organele mecanismului motor, este suficient să se ia în seamă numai primele două armonici. În acest caz expresia (10.5) se simplifică și se obține relația aproximativă a deplasării pistonului

$$s = r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\Lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (10.6)$$

care dă o eroare sub 1% față de expresia exactă.

Se notează funcția din paranteză cu  $\sigma_\alpha^*$  și se ține seama că  $r = 0,5 S$ . Rezultă

$$s = 0,5 S \sigma_\alpha^*, \quad (10.7)$$

$$\sigma_\alpha^* = (1 - \cos \alpha) + (\Lambda/4) (1 - \cos 2\alpha). \quad (10.8)$$

Tabela 10.2

Valorile coeficienților din expresia cursei pistonului

$\Lambda$	$a_0$	$a_2$	$a_4$	$a_6$	$a_8$
1/3,4	0,0749	0,0753	0,000 424	0,0 000 050	0,000 000 058
1/3,8	0,0667	0,0670	0,000 301	0,0 000 027	0,000 000 027
1/4,2	0,0602	0,0604	0,000 220	0,0 000 015	0,000 000 014
1/4,6	0,0542	0,0544	0,000 167	0,0 000 009	0,000 000 007
1/5,0	0,0504	0,0505	0,000 130	0,0 000 006	0,000 000 004

Relațiile (10.7) și (10.8) servesc pentru definirea funcțiilor de volum. Volumul momentan  $V_P$  generat prin deplasarea pistonului este  $V_P = (\pi D^2/4)s$ . Se substituie  $s$  din relația (10.7), se ține seama de (1.1) și se obține

$$V_P = 0,5 V_S \sigma_\alpha^*. \quad (10.9)$$

Volumul instantaneu al cilindrului  $V_\alpha$  este suma  $V_\alpha = V_c + V_P$ . Se substituie  $V_c$  din relația (1.4) și  $V_P$  din (10.9), se introduce funcția  $\sigma_\alpha$  și se obține

$$V_\alpha = 0,5 V_S \sigma_\alpha, \quad (10.10)$$

$$\sigma_\alpha = 2/(\varepsilon - 1) + \sigma_\alpha^*. \quad (10.11)$$

Pentru calculul lucrului mecanic este necesar să se cunoască derivata volumului momentan  $dV_\alpha/d\alpha = \dot{V}_\alpha$ , care rezultă din relația (10.10)

$$\dot{V}_\alpha = 0,5 V_S \dot{\sigma}_\alpha, \quad (10.12)$$

unde

$$\dot{\sigma}_\alpha = \dot{\sigma}_\alpha^* (\pi/180) \quad (10.13)$$

$$\dot{\sigma}_\alpha^* = \sin \alpha + (\Lambda/2) \sin 2\alpha. \quad (10.14)$$

În jurul  $\phi_{mi}$ , variația volumului, determinată de deplasarea pistonului este redusă. Se observă că (tab. 10.3) pînă la 15°RA care reprezintă 8,3% din durata cursei în °RA, volumul relativ  $V_P/V_S$  crește abia cu 2%. Dacă se raportează volumul variabil al camerei de ardere la volumul ei minim, se observă că volumul camerei de ardere crește rapid în jurul  $\phi_{mi}$ . Pe primele 7,5°RA, volumul relativ  $V_\alpha/V_c$  crește cu 4%, creștere egală practic cu fracțiunea  $\Delta\alpha/180$  din durata cursei.

Pentru dezvoltarea calculelor de ardere este mai comod ca relația transcendentă (10.10) să se transforme într-o relație algebrică. Cercetările au arătat [6] că în jurul  $\phi_{mi}$ , cu o mare precizie, se poate exprima volumul momentan  $V_\alpha$  sub forma:

$$V_\alpha = V_c [1 + a(\varepsilon - 1) \cdot 10^{-4} (\alpha - 360)^2], \quad (10.15)$$

unde  $a = 0,896 \cdot 10^{-4} \simeq 0,9 \cdot 10^{-4}$  pentru  $320^\circ \leq \alpha \leq 400^\circ$ ,  $V_\alpha$  fiind determinat cu o eroare mai mică decît 1%;  $a = 0,868 \cdot 10^{-4} \simeq 0,87 \cdot 10^{-4}$  pentru  $300^\circ \leq \alpha \leq 420^\circ$  cu o eroare mai mică decît 3%.

Tabela 10.3

Volumele relative în jurul  $\phi_{mi}$ 

$\Delta\alpha$ [°RA]	0	2,5	5,0	7,5	10	15	20
$\frac{V_P}{V_S} \left( \frac{s}{S} \right) [\%]$	0	0,06	0,24	0,53	0,95	2,12	3,7
$\Delta(V_\alpha/V_c) [\%]$	0	0,5	1,9	4,2	7,5	17,0	30,0
$\Delta\alpha/180 [\%]$	0	1,4	2,7	4,1	5,5	8,3	11,0



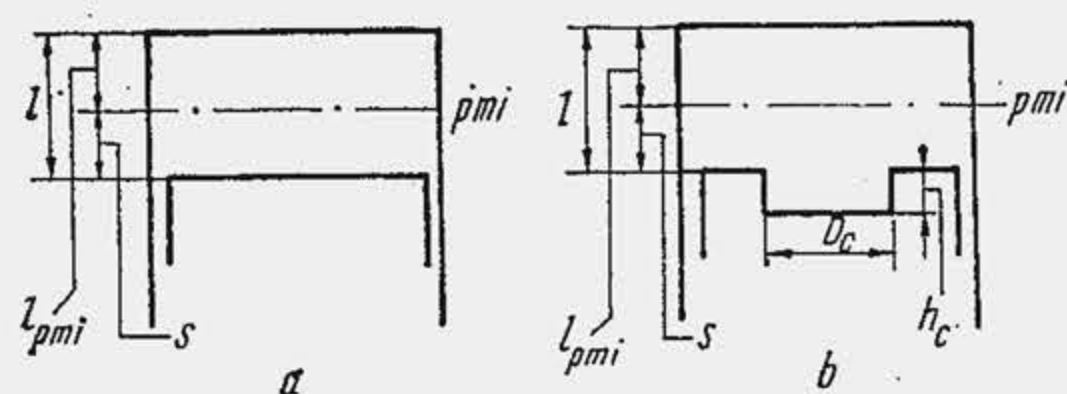


Fig. 10.4. Pozitia pistonului in apropierea punctului mort interior.

În unele calcule se pretinde distanța  $l$  de la piston la chiulasă. Când camera de ardere are formă cilindrică (fig. 10.4, a) distanța  $l$  este  $l = l_{pmi} + s$ . Se observă că  $l_{pmi} \cdot (\pi D^2/4) = V_c = V_s/(\epsilon - 1)$ , ținând seama de (1.4); cu relația (1.1) rezultă

$$l_{pmi} = S/(\epsilon - 1), \quad (10.16)$$

care se substituie în  $l$  împreună cu  $s$  din (10.7) și se obține

$$l = 0,5S \sigma_\alpha. \quad (10.17)$$

Când camera de ardere cuprinde o cupă în piston (fig. 10.4, b),  $V_c = l_{pmi} \cdot (\pi D^2/4) + h_c (\pi D_c^2/4) = S (\pi D^2/4)/(\epsilon - 1)$ , adică

$$l_{pmi} = S/(\epsilon - 1) - h_c \delta^2, \quad (10.18)$$

unde  $h_c$  este înălțimea cupei iar  $\delta = D_c/D$  — deschiderea relativă a cupei. Analog cu relația (10.17) se obține

$$l = 0,5S \sigma_\alpha - h_c \delta^2. \quad (10.19)$$

Când pistonul este la  $pme$ , din relația (10.17) rezultă

$$l_{pme} = S\epsilon/(\epsilon - 1). \quad (10.20)$$

Viteza pistonului se obține derivând relația (10.6) în raport cu timpul. Se observă că  $W_P = ds/d\tau = (ds/d\alpha) \cdot (d\alpha/d\tau) = \omega ds/d\alpha$ . Ca urmare

$$W_P = r\omega (\sin \alpha + (\Lambda/2) \sin 2\alpha) = r\omega \dot{\sigma}_\alpha^*. \quad (10.21)$$

Viteza pistonului se anulează pentru  $\sin \alpha (1 + \Lambda \cos \alpha) = 0$ . Întrucât  $\Lambda < 1$  soluția din paranteză este imposibilă; rămâne  $\sin \alpha = 0$ , adică  $\alpha = 0, \pi, 2\pi \dots$  deci viteza pistonului este nulă în punctele moarte. Pentru a obține viteza maximă se anulează derivata funcției  $W_P$ , adică  $dW_P/d\alpha = [\cos \alpha + \Lambda(2 \cos^2 \alpha - 1)] = 0$ ; rezultă o ecuație de gradul II în  $\cos \alpha$  a cărei soluție

$$\cos \alpha = (-1 \pm \sqrt{1 + 8\Lambda^2})/4\Lambda,$$

dă punctele de viteză maximă  $\alpha_{W_P max}$ . Se observă că viteza este maximă aproximativ pentru acea valoare a lui  $\alpha$  ( $\alpha = \alpha_{b\perp r}$ ) la care biela este perpendiculară pe manivelă (tab. 10.4). Variația vitezei pistonului cu  $\alpha$  este arătată în

Tabela 10.4

Unghiul la care biela este perpendiculară pe manivelă

$\Lambda$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3,5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4,5}$	$\frac{1}{5}$
$\alpha_{W_P max}$	73°47'	75°33'	77°00'	78°15'	79°20'
$\alpha_{b\perp r}$	71°34'	74°03'	75°58'	77°28'	78°41'

figura 10.5. Dacă se prelucrează expresia (1.6) viteza medie a pistonului ia forma  $\bar{W}_P = (S n/30) = (2 r n/30) (\pi/\pi) = 2 r \omega/\pi$ , iar raportul dintre viteza maximă a pistonului și viteza medie ia forma

$$W_{P max}/\bar{W}_P = \frac{\pi}{2} [\sin \alpha_{W_P max} + \Lambda \sin \alpha_{W_P max} \cos \alpha_{W_P max}] \quad (10.22)$$

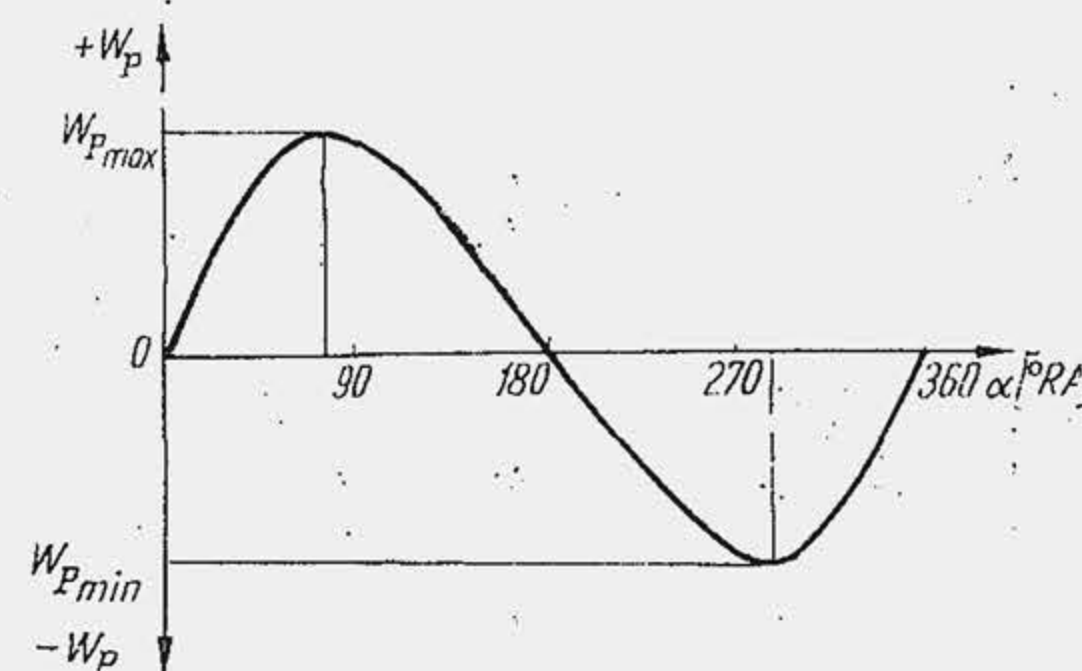


Fig. 10.5. Variația vitezei pistonului cu unghiul RA.

Se observă că acest raport este o funcțiune numai de  $\Lambda$  (tab. 10.5) iar valoarea lui medie poate fi luată 1,625 sau altfel spus, viteza maximă a pistonului este cu 62,5% mai mare decât viteza medie.

Accelerația pistonului se obține derivând de două ori expresia spațiului. Interesează atât expresia accelerației, dezvoltată în serie Fourier, cât și expresia aproximativă. Întrucât

$$j_P = \frac{d^2 s}{d\tau^2} = \frac{d}{d\tau} \left( \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{d\tau} \right) = \frac{d}{d\alpha} \left( \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{d\tau} \right) \cdot \frac{d\alpha}{d\tau} = \frac{d^2 s}{d\alpha^2} \left( \frac{d\alpha}{d\tau} \right)^2,$$

deoarece potrivit ipotezei  $d\alpha/d\tau = \omega = ct$ , rezultă expresia dezvoltată

$$j_P = r\omega^2 (\cos \alpha + b_2 \cos 2\alpha - b_4 \cos 4\alpha + b_6 \cos 6\alpha - b_8 \cos 8\alpha \dots \pm b_n \cos n\alpha \pm \dots), \quad (10.23)$$

unde  $b_2 = 2^2 a_2$ ;  $b_4 = 4^2 a_4$ ;  $b_6 = 6^2 a_6$ ;  $b_8 = 8^2 a_8$  etc. Expresia aproximativă a accelerației se obține, reținând primele două armonici din expresia (10.23) adică

$$j_P = r\omega^2 (\cos \alpha + \Lambda \cos 2\alpha). \quad (10.24)$$

Se observă că pentru un mecanism normal, axat, expresia dezvoltată a accelerației nu conține armonici impare, cu excepția armonicii de ordinul întâi. Punctele în care se anulează accelerația se obțin din condiția  $\cos \alpha + \Lambda \cos 2\alpha = 0$ , care reprezintă de fapt condiția  $dW_P/d\alpha = 0$ . Așadar, accelerația se anulează în acele puncte în care viteza pistonului este maximă. Accelerația maximă se obține în acele puncte în care  $dj_P/d\alpha = 0$ , adică  $\sin \alpha (1 + 4\Lambda \cos \alpha) = 0$ . Prima condiție ( $\sin \alpha = 0$ ) dă  $\alpha = 0, \pi, 2\pi \dots$  adică accelerația are un maxim în  $pmi$  și un minim în  $pme$ , acolo unde viteza se anulează.

Valorile accelerațiilor în punctele moarte sînt

$$(j_P)_{\alpha=0} = r\omega^2 (1 + \Lambda); (j_P)_{\alpha=180} = r\omega^2 (\Lambda - 1). \quad (10.25)$$

Tabela 10.5

Valoarea raportului dintre viteza maximă și viteza medie a pistonului

$\Lambda$	1/3,2	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2
$W_{P max}/\bar{W}_P$	1,637	1,631	1,626	1,622	1,617	1,614



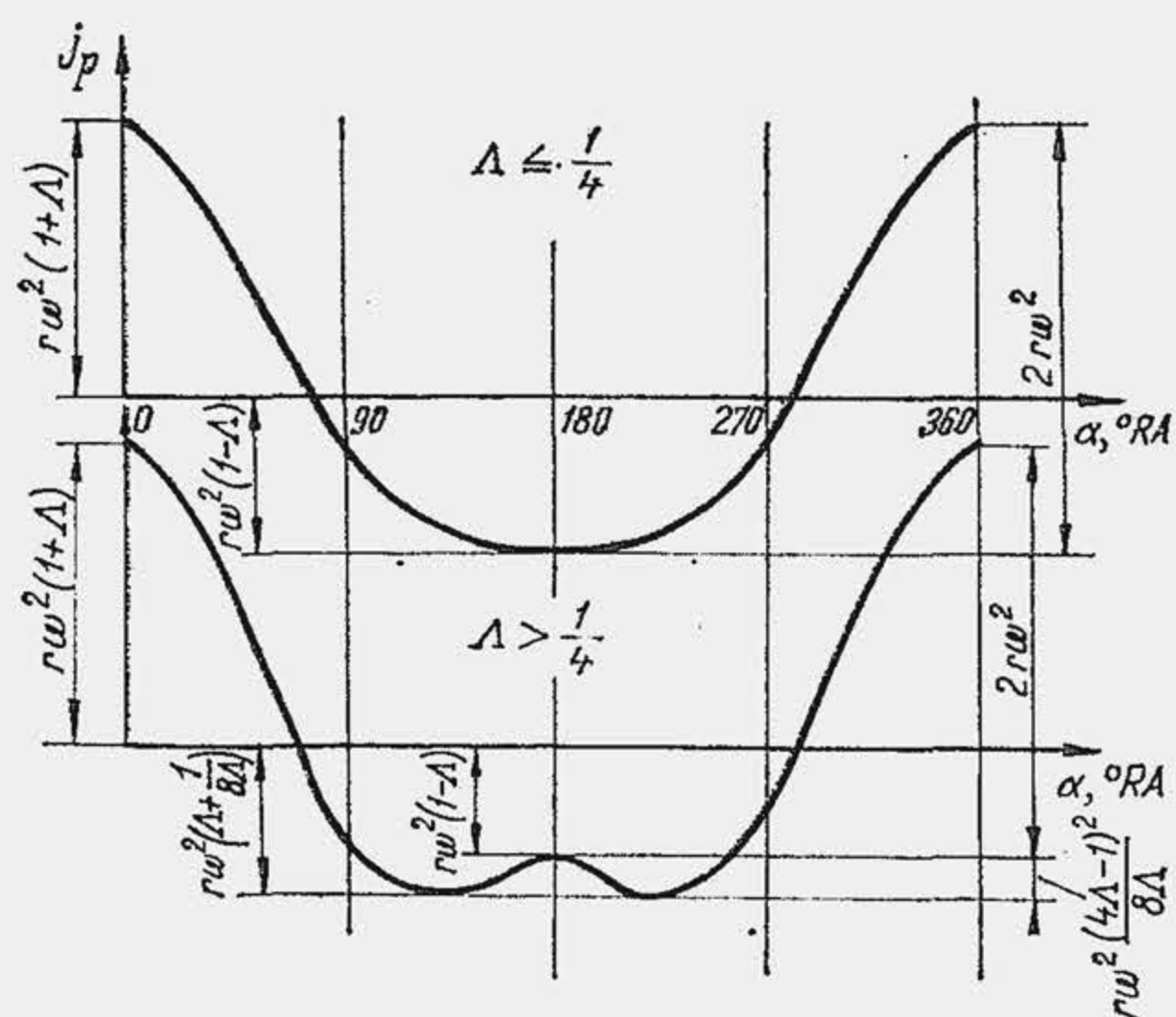


Fig. 10.6. Variația accelerației pistonului cu unghiul RA.

a punctului  $P$  și o mișcare de rotație în jurul punctului  $P$  cu viteza unghiulară  $d\beta/d\tau$  și accelerația unghiulară  $d^2\beta/d\tau^2$ .

A doua condiție ( $\cos \alpha = -1/4 \Lambda$ ) este satisfăcută numai pentru  $\Lambda > 1/4$ . Mecanismul motor pentru care  $\Lambda$  ia valorile  $1/3 \dots 1/4$  se numește *mecanism motor cu bielle scurte*; mecanismul motor pentru care  $\Lambda$  ia valorile  $1/4 \dots 1/5$  se numește *mecanism motor cu bielle lungi*. În figura 10.6 se arată variația accelerației  $j_p$  cu  $\alpha$  pentru cele două mecanisme.

Cinematica biellei se studiază ținând seama că biela are o mișcare complexă. Se poate considera că fiecare punct al biellei are o mișcare de translație identică cu

## 10.2. FORȚA DE PRESIUNE A GAZELOR

Forțele care lucrează în mecanismul motor se grupează în: forțele produse de presiunea gazelor din cilindru ( $F_p$ ), forțele de inerție ale maselor în mișcare ( $F_j$ ), forțele de greutate ( $F_g$ ) și forțele de frecare ( $F_f$ ). Ultimele două categorii de forțe nu se iau în considerare la motoarele ușoare rapide deoarece au valori reduse în comparație cu celelalte și, în plus, forța  $F_f$  este greu de evaluat.

Forța de presiune este determinată de relația

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_{cart}), \quad (10.26)$$

unde  $D$  este alezajul,  $p$  — presiunea gazelor din cilindru și  $p_{cart}$  — presiunea gazelor din carter, care lucrează pe partea interioară a capului pistonului (practic  $p_{cart} = 1 \text{ daN/cm}^2$ ).

Din diagrama indicată se cunoaște dependența  $p(V)$ . Forța  $F_p(\alpha)$  se determină pe cale grafică sau analitică. Când  $F_p(\alpha)$  se determină pe cale grafică, deplasarea pistonului se calculează printr-o construcție grafică, bazată pe relația (10.6). Pe diametrul  $P_i P_e = S = 2r$  paralel cu axa abscisei (fig. 10.7) se construiește un semicerc de rază  $r$ . La scara aleasă se construiește apoi segmentul  $\overline{OO'} = r\Lambda/2$ . Din  $O'$  se construiește un semicerc, de rază arbitrară  $r'$ , care se împarte în 18 părți și se prelungesc razele  $O'B_i$  pînă intersectează cercul de rază  $r$  în punctele  $A_i$ . Razele  $O'A_i$  fac cu diametrul  $P_i P_e$  unghiul  $\alpha$  ( $\alpha = 10, 20, 30^\circ \text{RA}$ , măsurate de la  $p_{mi}$ ). Proiecția punctelor  $A_1, A_2 \dots A_i$  pe diametrul  $P_i P_e$  dau deplasarea pistonului în funcție de  $\alpha$ .

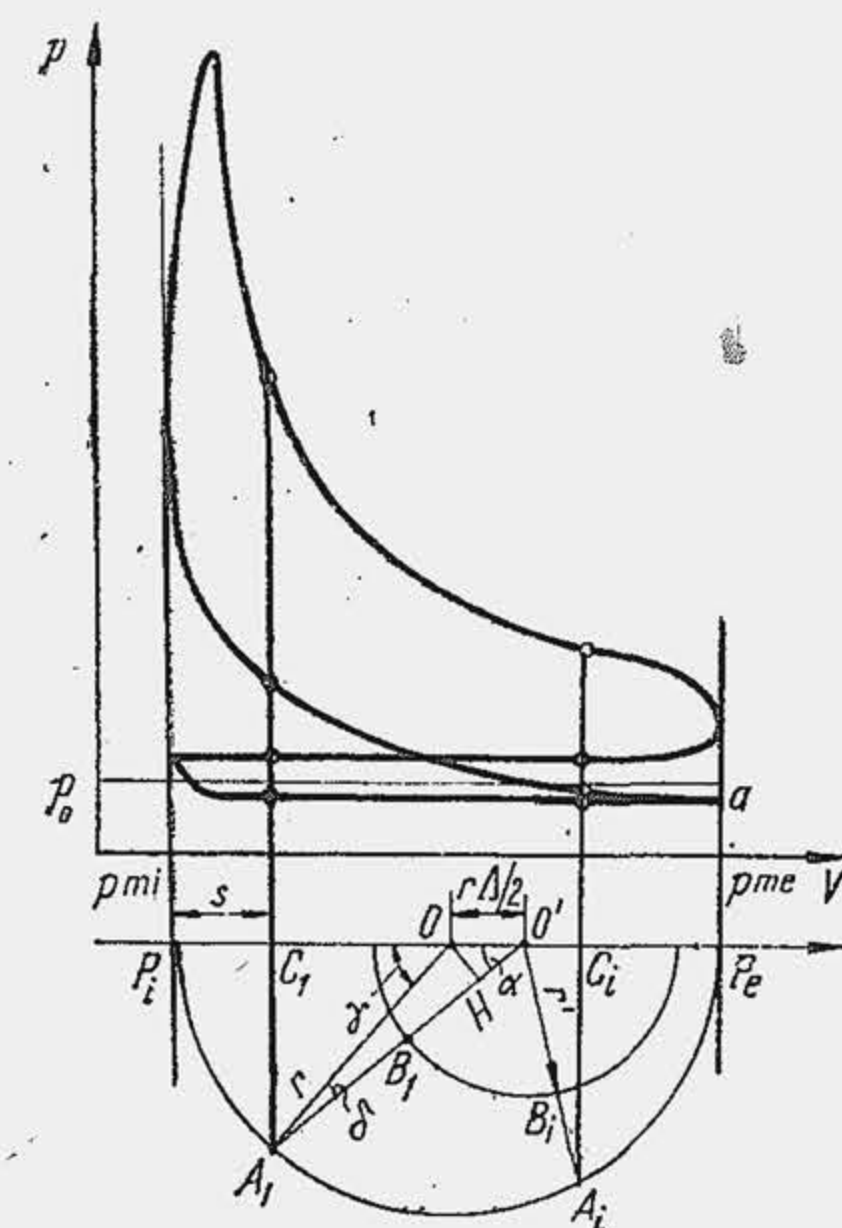


Fig. 10.7. Construcția grafică pentru determinarea deplasării pistonului în funcție de unghiul RA.

Pe verticalele ridicate din punctele  $C_1, C_2 \dots C_i$  se citesc valorile presiunilor din diagrama indicată, care corespund unghiurilor  $\alpha$ . Se prezintă grafic forța  $F_p$  (fig. 10.8). Semnul forței se alege pozitiv cînd  $F_p$  lucrează spre axa de rotație a arborelui cotit (v. fig. 10.13, b).

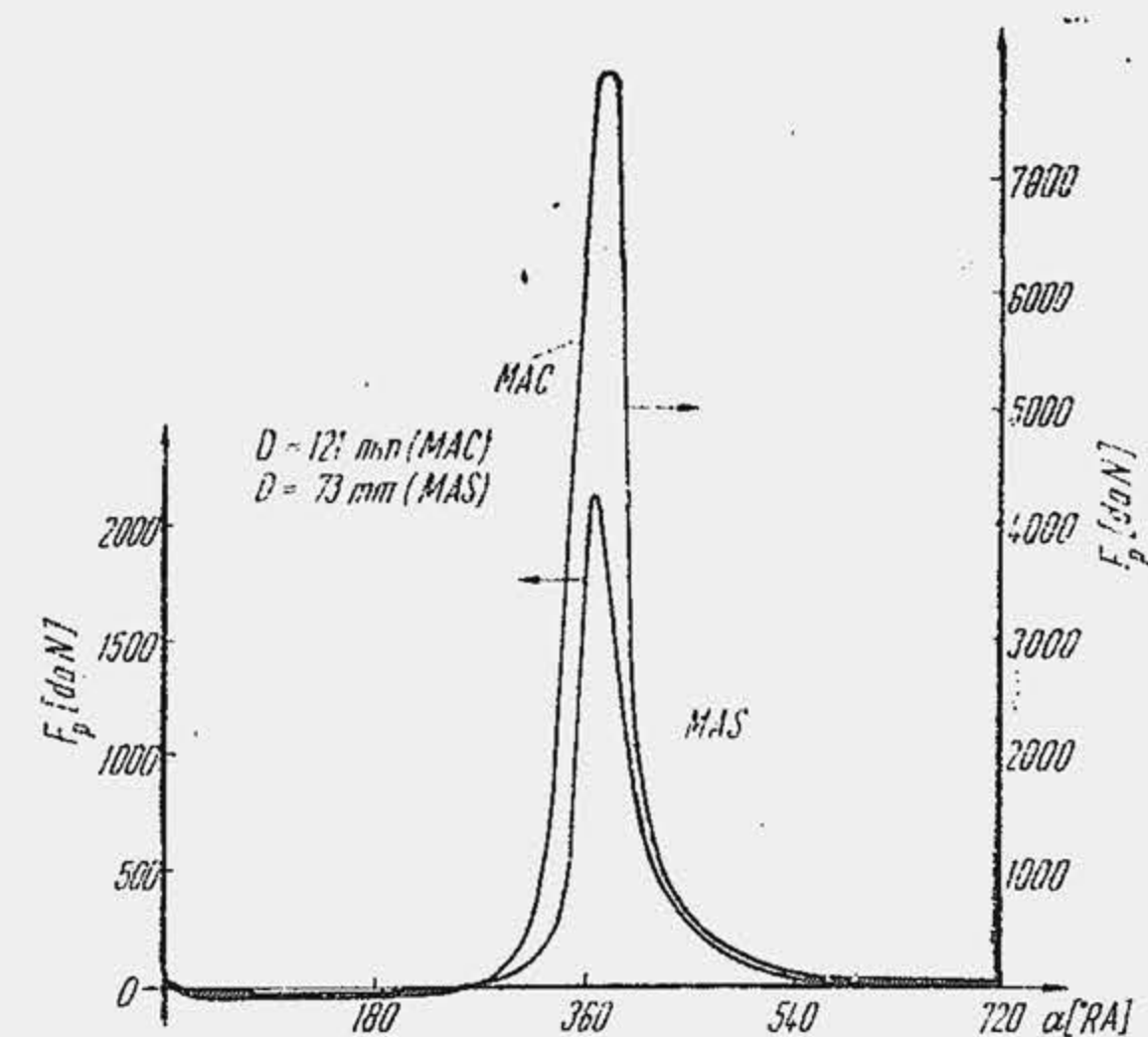


Fig. 10.8. Variația forței de presiune cu unghiul RA

## 10.3. FORȚELE DE INERȚIE

Forțele de inerție se grupează în două clase: 1) forțele de inerție ale maselor  $m_A$  care au o mișcare de translație sau o mișcare alternativă, denumite prescurtat forțe  $F_A$ ; 2) forțele de inerție ale maselor  $m_R$  care au o mișcare rotatorie, denumite prescurtat forțe  $F_R$ .

Pistonul are o mișcare de translație, iar forța de inerție  $F_{AP}$ , a masei  $m_P$  a pistonului ( $m_P$  este suma maselor pistonului, segmentilor și bolțului) va fi

$$F_{AP} = -m_P j_P. \quad (10.27)$$

Cu expresia simplificată a accelerației (rel. 10.24) se obține

$$F_{AP} = -m_P r \omega^2 (\cos \alpha + \Lambda \cos 2\alpha). \quad (10.28)$$

Așadar,  $F_{AP}$  este o funcție variabilă și periodică, de perioadă  $2\pi$  și reprezintă suma a două componente denumite forța de inerție de ordinul întâi sau armonica de ordinul întâi ( $F'_1 = -m_P r \omega^2 \cos \alpha$ ) și forța de inerție de ordinul doi sau armonica de ordinul doi ( $F'_2 = -m_P r \omega^2 \Lambda \cos 2\alpha$ ). Componentele



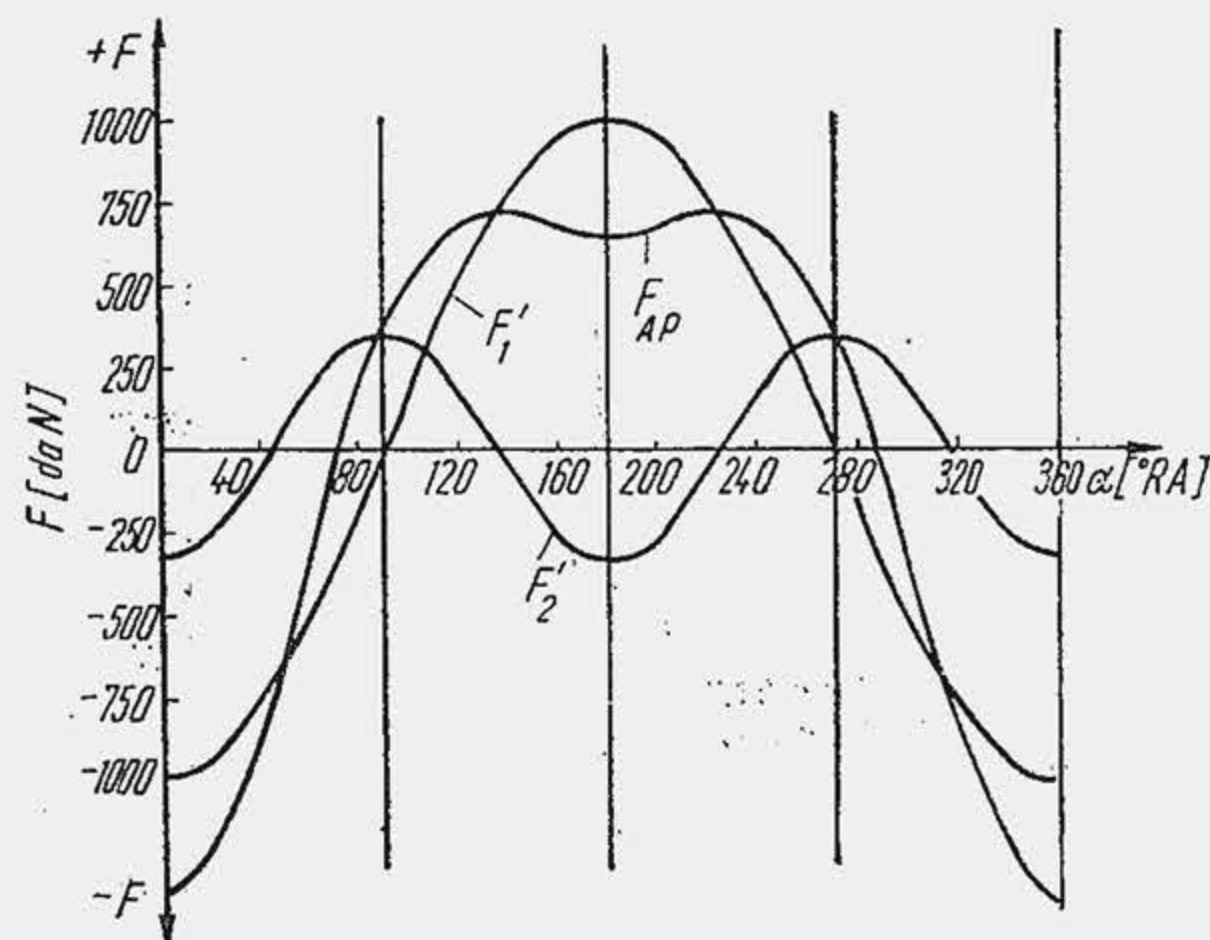


Fig. 10.9. Variația forței  $F_{AP}$  și a primelor două armonici cu unghiul RA.

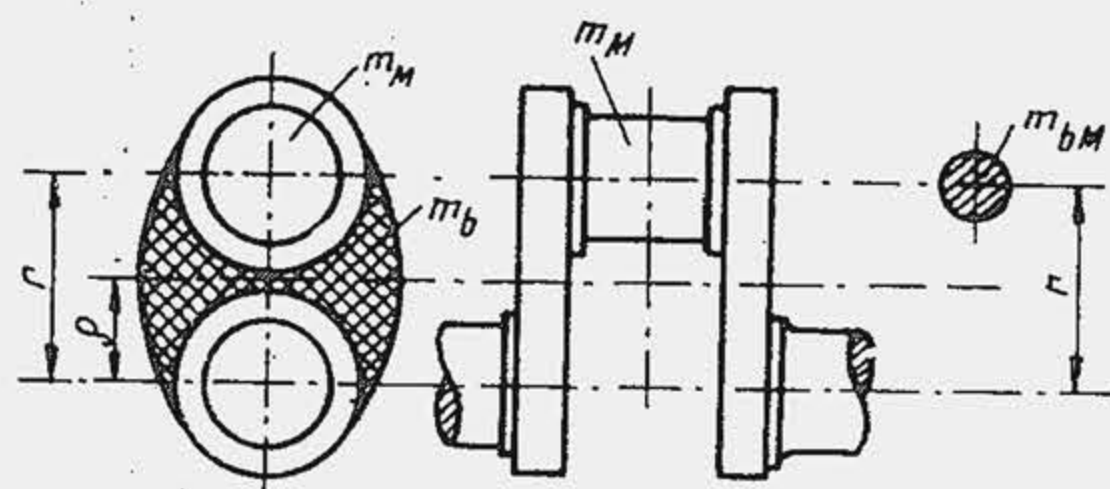


Fig. 10.10. Schema unui cot al arborelui cotit.

Se observă că  $F'_R$  este o forță rotitoare, de mărime constantă, care lucrează într-un plan normal la axa arborelui cotit.

*Biela* are o mișcare plană complexă. Se consideră cazul simplu în care mișcarea bieiei se compune din mișcarea de translație identică cu a centrului de masă  $G$  și din o mișcare de rotație în jurul punctului  $G$ . Se descompune masa bieiei  $m_B$  într-un număr de  $i$  mase concentrate ( $m_{Bi}$ ), astfel încât acțiunea sistemului de mase  $m_{Bi}$  asupra mecanismului motor să fie aceeași cu acțiunea masei  $m_B$ .

Sînt disponibile trei condiții pentru a satisface acest deziderat: 1) suma forțelor  $F_A$  ale maselor concentrate să fie egală cu forța  $F_A$  a bieiei, adică  $\sum m_{Bi} = m_B$ , deoarece toate masele execută aceeași mișcare de translație (au aceeași accelerație); 2) suma forțelor de inerție, normale și tangențiale, produse de masele  $m_{Bi}$  în mișcarea de rotație în jurul punctului  $G$ , este egală cu forța de inerție normală, respectiv tangențială a masei  $m_B$  în jurul aceluiași punct, ultimele două forțe fiind evident nule, adică  $\sum m_{Bi} l_i = 0$ , unde  $l_i$  este distanța de la centrul de masă al masei  $m_{Bi}$  la punctul  $G$ ; 3) suma energiilor cinetice ale maselor  $m_{Bi}$  în mișcarea de rotație, în jurul punctului  $G$  este egală cu energia cinetică a masei  $m_B$  în mișcarea de rotație în jurul aceluiași punct  $G$ , sau suma momentelor forțelor de inerție ale maselor  $m_{Bi}$  în raport cu  $G$  este egală cu momentul forțelor de inerție al masei  $m_B$  în raport cu același punct, adică:  $\sum m_{Bi} l_i^2 = J_B$ , unde  $J_B$  este momentul de inerție mecanic al masei bieiei în raport cu  $G$ . Cele trei condiții matematice conțin 2  $i$  necunoscute ( $i$  mase  $m_{Bi}$  și  $i$  distanțe  $l_i$ ).

Problema se simplifică prin descompunerea bieiei în două mase (fig. 10.11): una,  $m_{BP}$  este concentrată în piciorul bieiei, execută o mișcare de translație identică cu a pistonului și se numește *masa bieiei aferentă pistonului*; cealaltă,

$F'_1$  și  $F'_2$  și rezultanta  $F_{AP}$  sînt arătate în figura 10.9. Semnul forței de inerție se alege identic cu al forței de presiune (v. fig. 10.13, b).

Manetonul și brațele au o mișcare de rotație uniformă. Forța centrifugă a masei manetonului  $m_M$  (fig. 10.10) este evident

$$F'_{RM} = -m_M r \omega^2. \quad (10.29)$$

Dacă se notează cu  $\rho$  distanța de la centrul de masă al brațului la axa arborelui cotit, atunci forța centrifugă a brațului va fi  $F'_{Rb} = m_b \rho \omega^2$ . Pentru simplificare se reduce masa brațului la axa manetonului. Din condiția egalității energiilor cinetice, rezultă  $m_b \rho \omega^2 = m_{bM} r \omega^2$  unde  $m_{bM}$  este masa redusă; deci  $m_{bM} = m_b \rho / r$  iar forța centrifugă a maselor manetonului și brațelor va fi

$$F'_R = -(m_M + 2 m_{bM}) r \omega^2, \quad (10.30)$$

$m_{BM}$  concentrată în capul bieiei execută o mișcare de rotație identică cu a manetonului și se numește masa bieiei aferentă manetonului. Aplicînd cele trei condiții menționate și adăugînd condiția evidentă de lungime se obține următorul sistem de ecuații:

$$m_{BP} + m_{BM} = m_B; \quad (10.31)$$

$$m_{BP} b_P - m_{BM} b_M = 0; \quad (10.32)$$

$$b_P + b_M = b; \quad (10.33)$$

$$m_{BP} b_P^2 + m_{BM} b_M^2 = J_B. \quad (10.34)$$

Se elimină ecuația (10.34). Din primele trei ecuații rezultă

$$m_{BP} = m_B (b - b_P) / b; \quad m_{BM} = m_B b_P / b. \quad (10.35)$$

Experiența arată că raportul lungimilor variază în limitele:  $(b - b_P) / b = 0,2 \dots 0,3$ ;  $b_P / b = 0,7 \dots 0,8$ . Pentru motoarele de autovehicule, la proiectare se alege frecvent:  $m_{BP} = 0,275 m_B$ ;  $m_{BM} = 0,725 m_B$ . Lungimile  $b_P$  și  $b_M$  se determină experimental prin cîntărire (fig. 10.12). Pe talerele unei balanțe se fixează două cuțite pe care se așază biela. Se echilibrează balanța cu masa  $m_1$ . Cu notațiile din figură rezultă:  $m_{BP} + m_{BM} = m_B$ ,  $m_{BP} + m_1 = m_{BM}$ , sau  $m_{BP} = 0,5 (m_B - m_1)$ ,  $m_{BM} = 0,5 (m_B + m_1)$  care se substituie în relația (10.32) și rezultă  $b_P$  și  $b_M$ . Rezultă astfel și centrul de masă al bieiei.

Prin descompunerea bieiei, masele  $m_A$  și  $m_R$  se definesc astfel:

$$m_A = m_P + m_{BP}; \quad m_R = m_M + 2 m_{bM} + m_{BM}; \quad (10.36)$$

în relația (10.36) masele care execută mișcarea de rotație sînt reduse la axa manetonului. Se obțin în final următoarele expresii ale forțelor  $F_A$  și  $F_R$ :

$$F_A = -m_A r \omega^2 (\cos \alpha + \Lambda \cos 2\alpha); \quad (10.37)$$

$$F_R = -m_R r \omega^2; \quad (10.38)$$

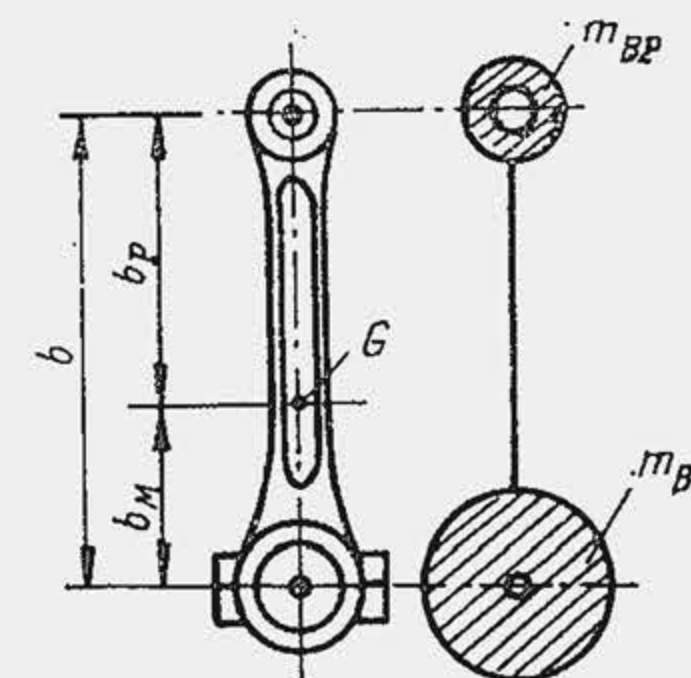


Fig. 10.11. Schema descompunerii bieiei în două mase.

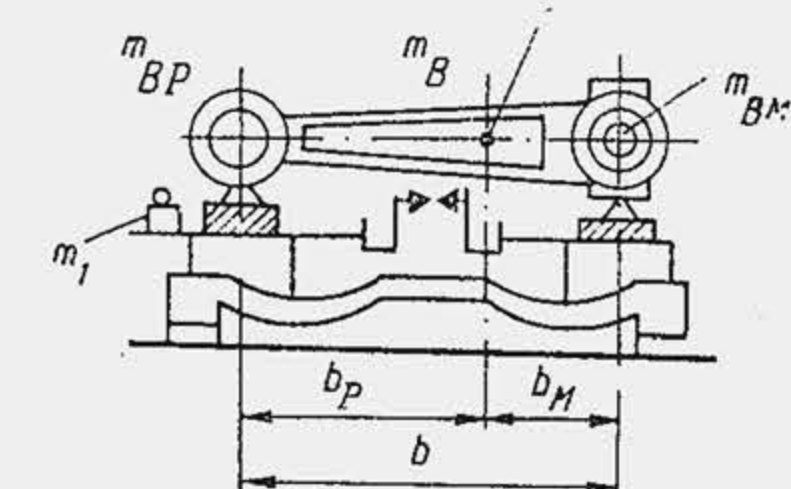


Fig. 10.12. Determinarea centrului de masă  $G$  al bieiei, prin cîntărire.



Tabela 10.6

## Masele raportate ale mecanismului bielă-manivelă

Felul masei raportate *	Tipul motorului**	
	MAS cu $D = 60 \dots 100$ mm	MAC cu $D = 80 \dots 125$ mm
Masa $\tilde{m}_P$ a grupului piston (pistonul din aluminiu)	6...15	12...32
Masa $\tilde{m}_B$ a bieiei	10...20	22...40
Masa $m_M + 2 m_{bM}$ , a manetonului și brațelor fără contragreutăți — fus găurit din fontă — fus negăurit din oțel	8...21 13...20	13...32 20...40

\* Masa raportată este indicată în g/cm<sup>2</sup>; în ST, valorile reprezintă greutatea raportată  $\tilde{G}$  ( $\tilde{G}_P = G_P/(\pi D^2/4)$ , în gf/cm<sup>2</sup>).

\*\* Valori pentru motoarele fabricate în România, în g/cm<sup>2</sup> și kg.

- 1) SAVIEM 797:  $\tilde{m}_P = 25,7$  ( $m_{pist} = 1,43$ ;  $m_{bolț} = 0,55$ ;  $m_{segm} = 0,12$ ),  
 $\tilde{m}_B = 22,2$  ( $m_B = 1,81$ );
- 2) MAN 2156:  $\tilde{m}_P = 30,6$  ( $m_{pist} = 2,43$ ;  $m_{bolț} = 0,94$ ;  $m_{segm} = 0,15$ ),  
 $\tilde{m}_B = 32$  ( $m_B = 3,7$ );
- 3) DACIA 1300:  $\tilde{m}_P = 9,5$  ( $m_{pist} = 0,285$ ;  $m_{bolț} = 0,087$ ;  $m_{segm} = 0,028$ ),  
 $\tilde{m}_B = 12$  ( $m_B = 0,493$ ;  $m_{cuz} = 0,013$ );
- 4) ARO L-25:  $\tilde{m}_P = 12,2$  ( $m_{pist} = 0,608$ ;  $m_{bolț} = 0,185$ ;  $m_{segm} = 0,07$ );  
 $\tilde{m}_B = 12$  ( $m_B = 0,8$ ;  $m_{cuz} = 0,05$ ).

se poate spune că  $F_A = F_1 + F_2$ , adică este suma a două componente (armonici) unde  $F_1 = -m_A r \omega^2 \cos \alpha$ ;  $F_2 = -m_A r \omega^2 \Lambda \cos 2\alpha$ . Masele raportate în mișcare (masa raportată la aria capului de piston)  $\tilde{m}_P = m_P/(\pi D^2/4)$  variază în limitele indicate în tabela 10.6.

## 10.4. FORȚELE DIN MECANISMUL MOTOR

Forța rezultantă  $F$ , aplicată de piston în articulație este

$$F = F_p + F_A, \quad (10.39)$$

componentele fiind definite de relațiile (10.26) și (10.37).

Forța  $F$  se descompune în două componente (fig. 10.13, a): o componentă  $B$ , după axa bieiei

$$B = F/\cos \beta \quad (10.40)$$

și o componentă  $N$  normală pe axa cilindrului

$$N = F \tan \beta. \quad (10.41)$$

Forța  $N$  aplică pistonul pe cilindru și dă naștere forței de frecare  $F_f$  dintre piston și cilindru, care produce uzura celor două organe. Ținând seama că

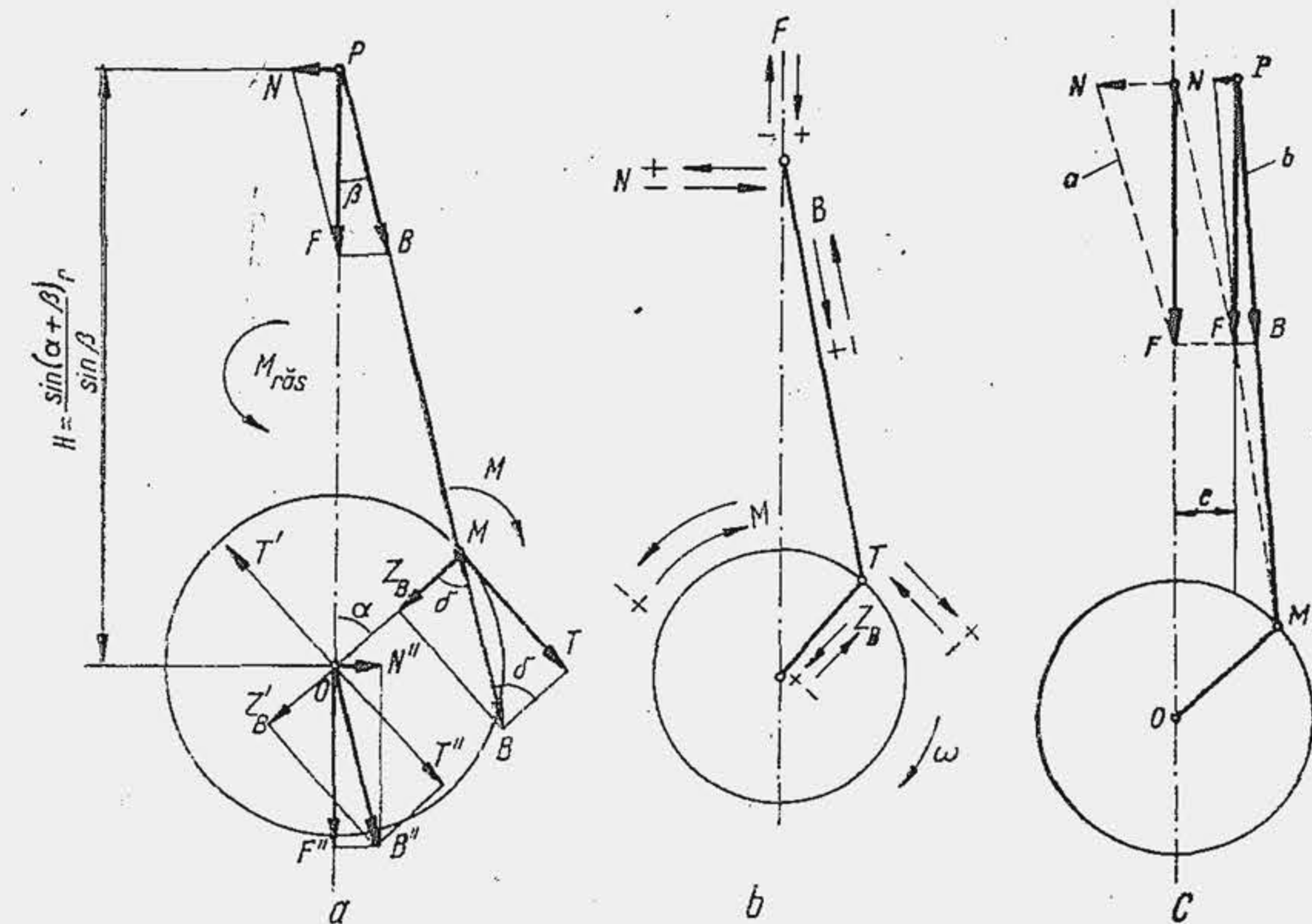


Fig. 10.13. Schema forțelor din mecanismul bielă-manivelă (a) convenția de semne (b) și influența dezaxării asupra forței normale (c).

$\sin \beta = \Lambda \sin \alpha$  (v. fig. 10.3) se obține  $\tan \beta = (\sin \beta)/\cos \beta = \Lambda \sin \alpha / \sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2 \alpha}$ , pentru  $\alpha = 90^\circ$  se obține  $\tan \beta = \Lambda / \sqrt{1 - \Lambda^2}$  sau  $(\tan \beta)_{max} \simeq \Lambda$  ceea ce arată că forța normală maximă este cu atât mai mare cu cât bieia este mai scurtă ( $\Lambda$  mai mare). La motoarele cu bielă scurtă, avantajul înălțimii mai mici și ca urmare al masei mai reduse se penalizează prin lucru mecanic de frecare mai mare și viteza de uzare mai ridicată. Când nu există constrângeri severe pentru înălțimea motorului, se preferă soluția cu bieie lungi, pentru a mări durabilitatea. MAS-ul folosește bieie scurte ( $\Lambda = 1/3 \dots 1/3,8$ ); MAC-ul folosește bieie lungi ( $\Lambda = 1/3,8 \dots 1/4,5$ ). Se observă că  $\Lambda$  nu este un simplu raport cinematic, ci un factor constructiv care concurează la unele performanțe de vîrf ale motorului (masă, înălțime, durabilitate, randament mecanic). Unele motoare de putere se prevăd cu mecanism motor dezaxat, pentru a reduce componenta  $N$  și deci uzura pistonului și cilindrului (fig. 10.13, c).

Forțele care lucrează asupra fusului maneton și fusului palier se determină deplasînd forța  $B$  în butonul de manivelă (punctul  $M$ ) și descompunînd-o după două direcții (fig. 10.13, a): una tangențială la maneton — forța  $T$ , cealaltă normală pe maneton — forța  $Z_B$ . Întrucît unghiul  $\delta$  este exterior triunghiului  $POM$ , se obține  $\delta = \alpha + \beta$ . Rezultă  $T = B \sin (\alpha + \beta)$ ;  $Z_B = B \cos (\alpha + \beta)$  sau

$$T = F \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (10.42)$$

$$Z_B = F \frac{\cos (\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (10.43)$$

Pentru studiu este util să se reprezinte grafic forțele în funcție de unghiul  $\alpha$  (fig. 10.14). La reprezentarea forțelor se admite convenția de semne precizată în figura 10.13, b. Alura ( $a, a'$ ) forței  $F$  este determinată de for-



## 10.5. MOMENTUL MOTOR

Se numește moment motor instantaneu al unui motor monocilindric momentul produs de forța tangentă la maneton:

$$M = T \cdot r. \quad (10.44)$$

Se observă că  $M$  diferă de  $T$  printr-o constantă, deci  $M$  are aceeași alură ca  $T$ , iar valoarea lui se citește din diagrama forței  $T$  măbind scala de  $r$  ori (fig. 10.15).

Momentul  $M$  este o mărime periodică, perioada momentului motor  $\Phi_M [^\circ \text{RA}]$  fiind egală cu perioada ciclului motor  $\Phi_c [^\circ \text{RA}]$ . La motorul în patru timpi  $\Phi_c = \Phi_M = 720^\circ \text{RA}$ , la motorul în doi timpi  $\Phi_c = \Phi_M = 360^\circ \text{RA}$ .

Momentul  $M$  care rotește arborele cotit produce asupra motorului un moment de reacțiune care tinde să răstoarne motorul. În adevăr, se așază în centrul  $O$  (v. fig. 10.13,  $a$ ) două forțe  $T$  egale și de sens contrar ( $T' = T'' = T$ ). Cuplul  $T-T'$  produce momentul motor numit și *momentul cuplului motor*; forța  $T''$  se transmite lagărului arborelui cotit, deci reazemelor motorului, împreună cu forța  $Z_B$  deplasată în centrul de rotație (forța  $Z'_B$ ). Forțele  $Z'_B$  și  $T''$  dau o rezultantă  $B''$ , care se descompune evident în componentele  $F''$  și  $N''$ . Forțele  $N$  și  $N''$  care acționează asupra părților fixe dau un moment  $M_{r\ddot{a}s}$  care tinde să răstoarne motorul, din care cauză se numește *moment de răsturnare*. Evident  $M_{r\ddot{a}s} = N \cdot H = F \tan \beta \cdot H = F \tan \beta (\sin \alpha + \beta) (r/\sin \beta) = F \sin (\alpha + \beta) (r/\cos \beta) = Tr = M$ .

Se numește *moment motor mediu* al unui motor monocilindric acel moment constant care dezvoltă în perioada momentului  $M$  lucrul mecanic egal cu cel dezvoltat de momentul motor instantaneu. Lucrul mecanic  $L$  într-o perioadă

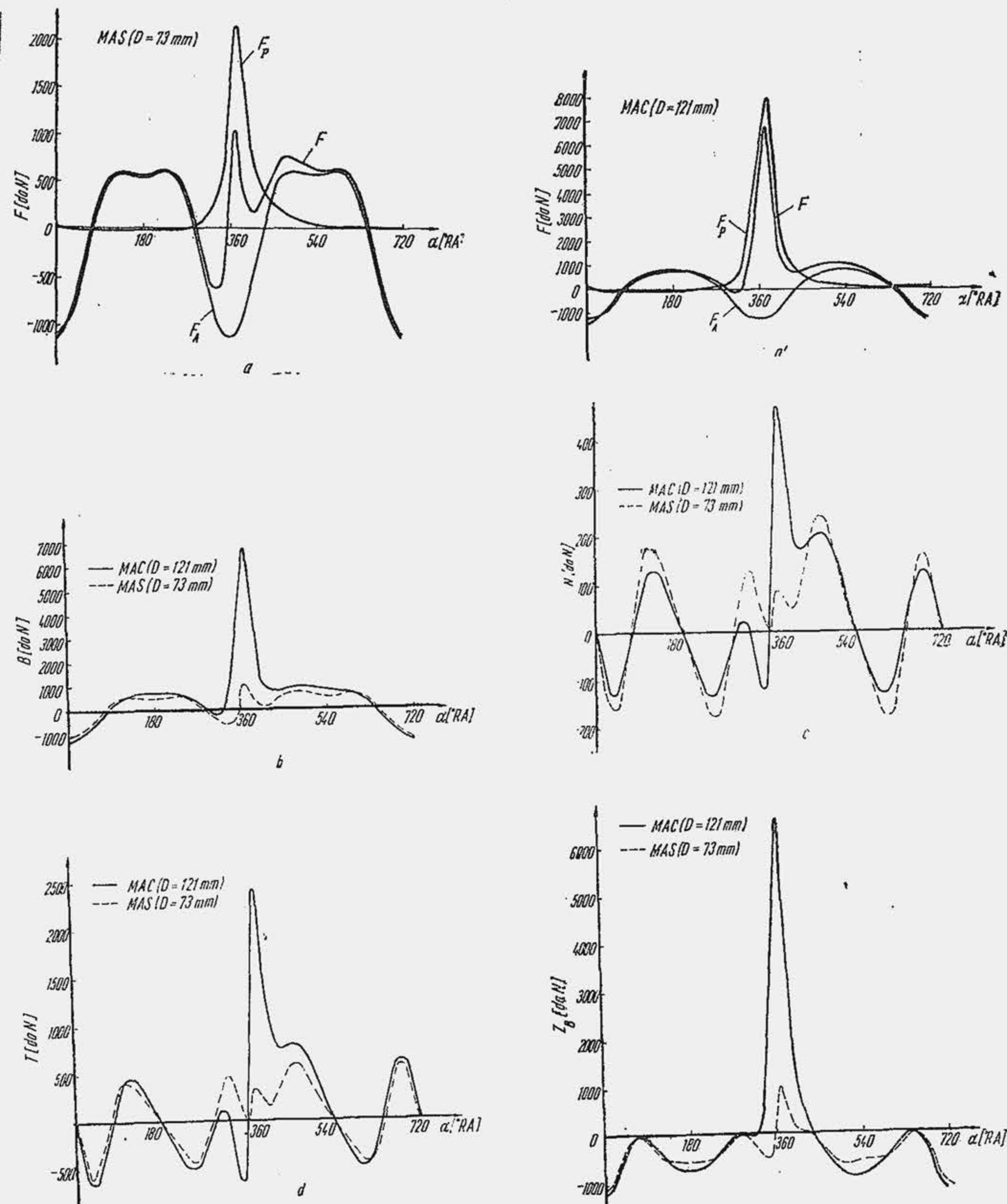


Fig. 10.14. Variația forțelor din mecanismul motor: forțele transmise de piston articulației la un MAS ( $a$ ) și un MAC ( $a'$ ); forța din bielă ( $b$ ) forța normală ( $c$ ); forța tangențială ( $d$ ); forța  $Z_B$  ( $e$ ).

țele  $F_p$  și  $F_A^*$ ). Alura ( $b$ ) forței  $B$  este determinată de cea a forței  $F$  deoarece  $\cos \beta$  variază în limite restrinse și nu se anulează. Forța  $N$  are o alură ( $c$ ) particulară, deoarece  $\tan \beta$  se anulează când oblicitatea este nulă (biela și manivela la punctele moarte) și schimbă de semn. Forța  $T$  are aproximativ alura ( $d$ ) lui  $N$  deoarece  $\sin (\alpha + \beta)$  se anulează în punctele moarte și schimbă de semn. În fine, forța  $Z_B$  are și ea o alură particulară ( $e$ ).

\* Când turația depășește 8000...8500 rot/min forța  $F_A$  depășește în valoare absolută forța rezultantă  $F$

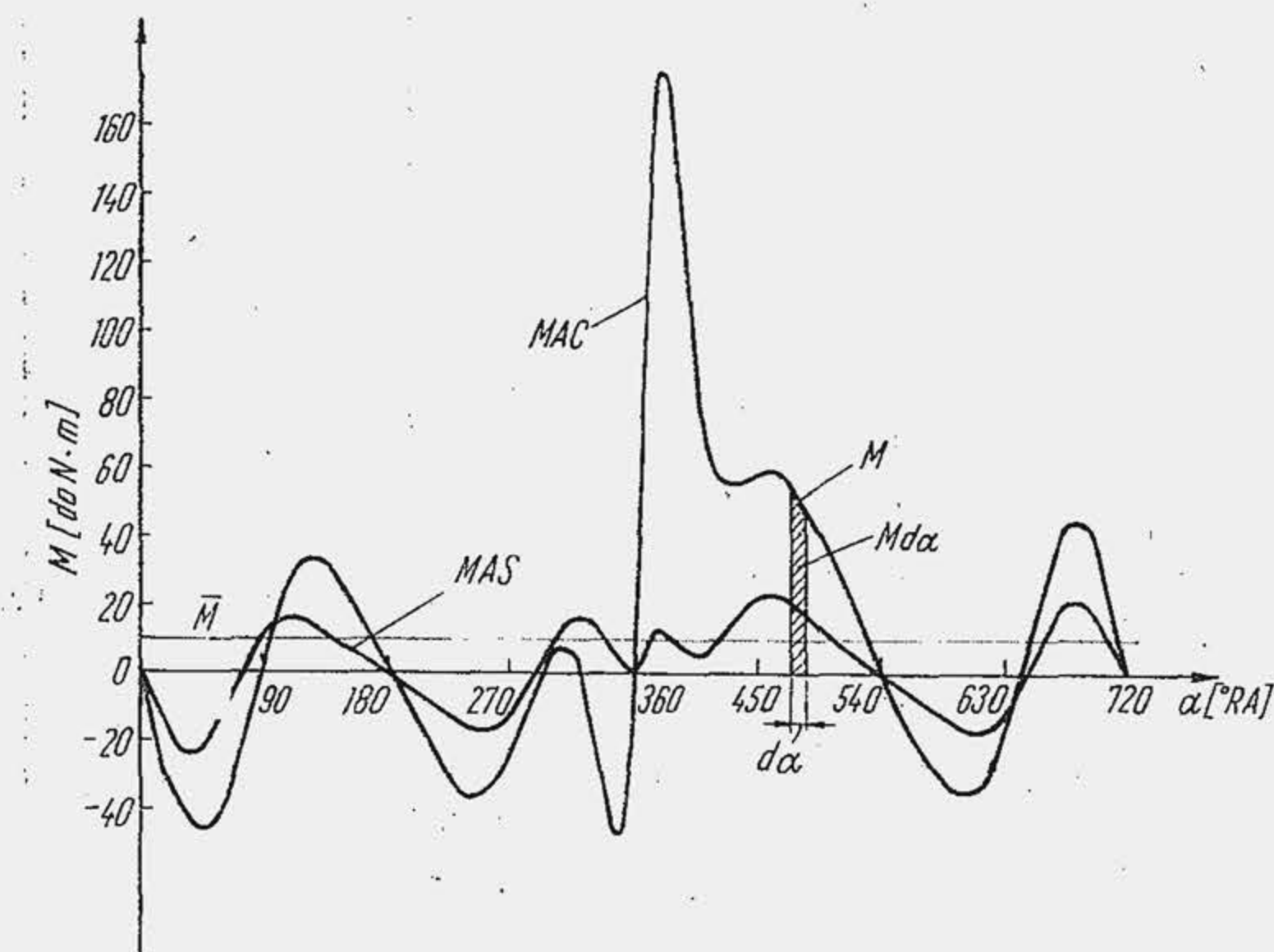


Fig. 10.15. Variația momentului motor cu unghiul  $\alpha$ , la motorul monocilindric.



va fi integrala lucrului mecanic elementar  $Md\alpha$  în limitele  $0 \dots \Phi_M$  care definește momentul motor mediu

$$L = \int_0^{\Phi_M} M d\alpha = \bar{M} \cdot \Phi_M; \quad \bar{M} = \frac{1}{\Phi_M} \int_0^{\Phi_M} M d\alpha. \quad (10.45)$$

Întrucît integrala nu se poate rezolva analitic se planimetrează aria diagramei (fig. 10.15). Puterea indicată a motorului monocilindric se verifică apoi cu relația  $P_i = \bar{M} \cdot n/955$  care rezultă din relația (1.20).

Momentul motor instantaneu al motorului policilindric se determină ținînd seama de următoarele observații: 1) cilindrii sînt identici, deci dezvoltă același moment motor; 2) toți cilindrii lucrează asupra aceluiași arbore cotit; 3) într-o perioadă  $\Phi_c$  în fiecare cilindru se produce o aprindere (deoarece toți cilindrii au un arbore cotit comun, cînd acesta efectuează două rotații — cazul motorului în patru timpi — toate manivele efectuează două rotații, deci trec o dată prin poziția corespunzătoare producerii scînteii); 4) aprinderile sînt decalate uniform în interiorul unei perioade, pentru a realiza o funcționare uniformă a motorului; 5) aprinderile fiind uniform decalate și momentele motoare vor fi uniform decalate.

Condiția (4) definește o mărime fundamentală pentru motorul policilindric și anume *decalajul unghiular* sau *unghiul dintre două aprinderi*  $\delta$  care este raportul dintre perioada ciclului și numărul de cilindri

$$\delta = \Phi_c/i; \quad (10.46)$$

a motorul în patru timpi  $\delta = 4\pi/i$  sau  $\delta = 720^\circ/i$ . Relația (10.46) reprezintă condiția uniformității aprinderilor. Din condiția 5) rezultă cum se însumează

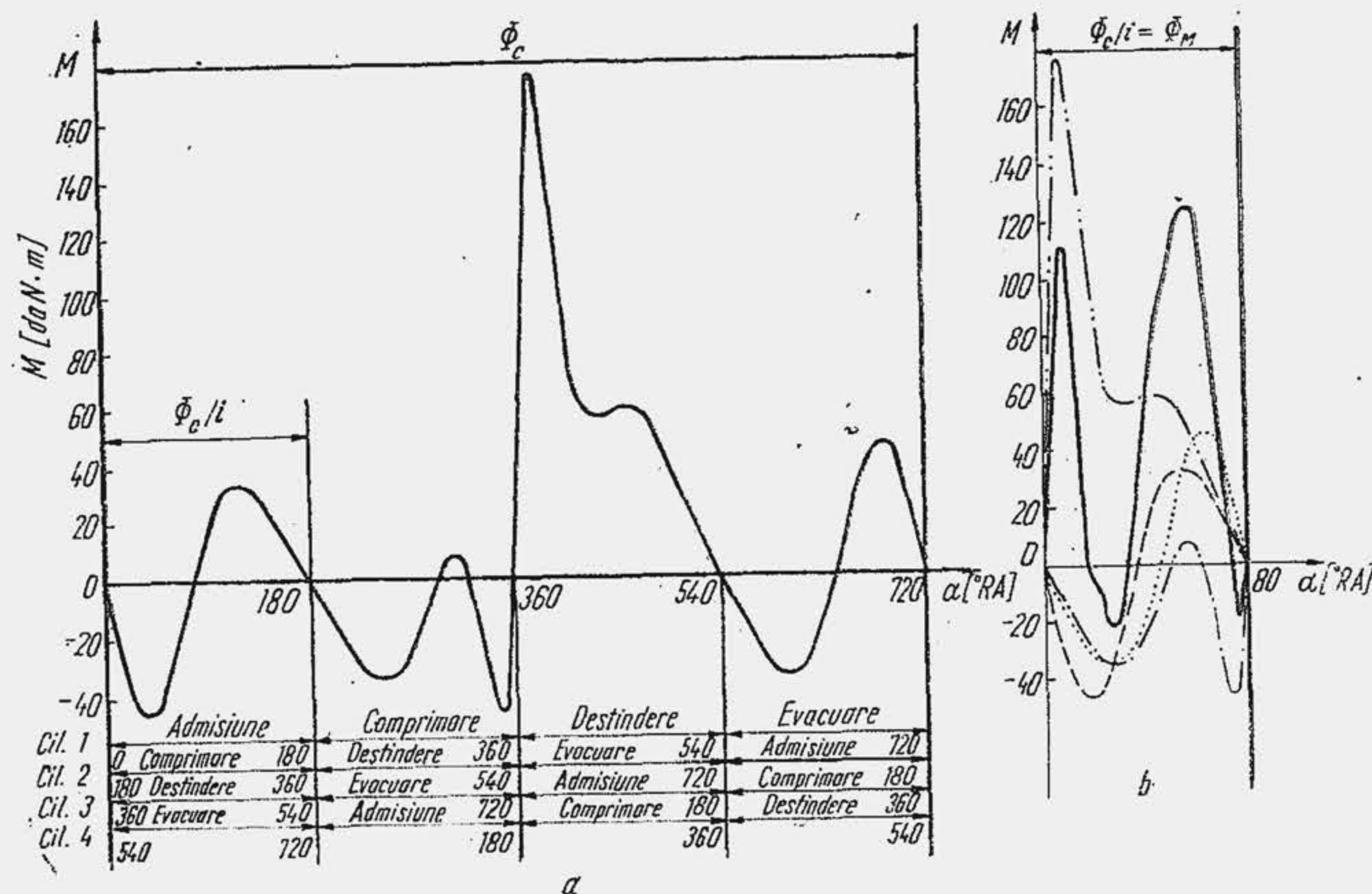


Fig. 10.16. Determinarea momentului motor instantaneu rezultat.

momentele motoare la un motor policilindric, ceea ce se ilustrează, pentru un caz particular: un motor în patru timpi cu patru cilindri, la care  $\delta = 720/4 = 180^\circ$ RA. În acest caz, rezultă că între două aprinderi, în fiecare cilindru pistonul execută o cursă completă. Ciclurile fiind decalate cu  $\delta = 180^\circ$ RA, în acest caz simplificat într-un interval  $\delta$ , se reproduc în cilindri diferiți, cele patru curse efectuate de un piston într-un cilindru. Astfel, în intervalul  $0 \dots 180^\circ$  (fig. 10.16, a) pistonul din cilindrul 1 execută cursa de admisiune, cel din cilindrul 2 cursa de comprimare, cel din cilindrul 3 cursa de destindere, iar cel din cilindrul 4 cursa de evacuare. Deci în intervalul  $\Phi_c/i$  se reproduce fiecare porțiune a momentului motor al unui cilindru (fig. 10.16, b). Astfel, momentul motor instantaneu rezultat  $M_\Sigma$  va fi suma momentelor instantanee date de fiecare cilindru. Cum cilindrii sînt identici, este suficient să se utilizeze doar variația momentului motor al unui cilindru și să se însumeze, în perioada  $\Phi_c/i$  valorile momentului motor decalate corespunzător; în exemplul considerat, cînd manivela 1 s-a rotit cu  $\alpha^\circ$ RA, manivela cilindrului 2 se rotește cu  $(\alpha+180)^\circ$ RA, a cilindrului 3 cu  $(\alpha+360)^\circ$ RA, a cilindrului 4 cu  $(\alpha+540)^\circ$ RA. Întrucît momentul motor instantaneu al motorului policilindric se reproduce după fiecare interval  $\delta$  rezultă că perioada lui este  $\Phi_M = \Phi_c/i$ . Lucrul mecanic dezvoltat în perioada  $\Phi_c/i$  este egal cu lucrul mecanic dezvoltat de un singur cilindru în perioada  $\Phi_c$ , deci

$$\int_0^{\Phi_c/i} M_\Sigma d\alpha = \int_0^{\Phi_c} M d\alpha = \bar{M} \Phi_c,$$

deci, momentul motor mediu al motorului policilindric va fi

$$\bar{M}_\Sigma = \frac{1}{\Phi_c/i} \int_0^{\Phi_c/i} M_\Sigma d\alpha = i \bar{M}. \quad (10.47)$$

**Gradul de neuniformitate a momentului motor.** În interiorul unui ciclu motor, momentul motor instantaneu al motorului monocilindric are variații importante care conduc la mișcarea de rotație neuniformă a arborelui cotit. Variațiile momentului motor instantaneu ( $M$  sau  $M_\Sigma$ ) se apreciază prin *gradul de neuniformitate al momentului motor*  $\delta_M$  definit de relațiile

$$\delta_M = (M_{max} - M_{min})/\bar{M}; \quad \delta_M = (M_{\Sigma max} - M_{\Sigma min})/\bar{M}_\Sigma. \quad (10.48)$$

La motorul policilindric, dacă s-ar declanșa aprinderile simultan în toți cilindrii, rezultă că  $M_{\Sigma max} = i M_{max}$ ;  $M_{\Sigma min} = i M_{min}$ ;  $\bar{M}_\Sigma = i \bar{M}$  adică  $\delta_M$  este identic cu al motorului monocilindric. Dacă este îndeplinită condiția uniformității aprinderilor, valorile maxime și minime se repartizează uniform pe perioada unui ciclu, iar  $\delta_M$  se micșorează (v. fig. 10.31). De aceea, cu rare excepții, motoarele de autovehicule respectă condiția uniformității aprinderilor (se admit abateri de la această regulă numai cînd se obțin alte avantaje preponderente v. cap. 11).



## 10.6. PROGRAMAREA CALCULULUI FORTELOR ȘI MOMENTELOR PE CALCULATORUL NUMERIC

Calculul forțelor și momentelor este laborios și include operații de rutină, repetabile la fiecare unghi RA. De aceea, el se pretează la programare pe un calculator numeric. În Anexa 1 se prezintă un program de calcul, scris pentru calculatorul FELIX-256 care oferă valorile forțelor și momentelor sub formă tabelară.

## 10.7. DIAGRAMA POLARĂ A FUSULUI MANETON ȘI A FUSULUI PALIER

Dacă asupra unui fus maneton lucrează o singură bielă — cazul motoarelor cu cilindri așezați într-o singură linie — atunci fusul maneton este solicitat de forța  $B$  și de forța centrifugă determinată de masa bielei aferentă manetonului:  $F_{RB} = -m_{BM}\omega^2 = F_{BM}$ . Întrucât cele două forțe acționează pe direcții diferite, ele se însumează vectorial pentru a determina solicitarea fusului. Construcția grafică care permite însumarea vectorială a celor două forțe ( $\vec{B} + \vec{F}_{RB} = \vec{R}_M$ ) se numește *diagrama polară* a fusului maneton.

Diagrama polară a fusului maneton se construiește pe baza observației că, întrucât în timpul funcționării manetonul aleargă pe suprafața cuzinetului bielei, se poate presupune că manetonul este fix, iar biela se rotește în sens invers, efectele rămânând neschimbate. Dintr-un punct  $M$  se construiește un cerc cu raza egală cu lungimea bielei ( $MP_0 = b$ ) la o scară aleasă convenabil (fig. 10.17). Se duce un diametru vertical, din  $M$  în jos se măsoară un segment egal cu raza manivelei, la scara aleasă ( $r = OM$ ). Cu centrul în  $O$ , se construiește un cerc de rază oarecare  $OA_0$  și se împarte în 12 părți egale. Se unește centrul  $O$  cu punctele  $A_0, A_1, A_2, \dots$  de la periferia cercului auxiliar și se prelungesc dreptele pînă întâlnesc cercul cu centrul în  $M$ , în punctele  $P_0, P_1, P_2, \dots$ . Se unesc aceste puncte cu centrul  $M$  (de exemplu,  $MP_3, MP_4, \dots$ ). Prin această construcție s-a reprezentat mecanismul bielă-manivelă în 12 poziții, în ipoteza că manivela  $\vec{OM}$  este fixă. Prin intermediul cercului auxiliar, unghiurile dintre manivela  $\vec{OM}$  și axa cilindrului  $\vec{OP}$ , cresc uniform, din 30° în 30° RA. La o scară a forțelor convenabil aleasă, se fixează forța centrifugă  $F_{RB}$  pe direcția  $\vec{OM}$ , cu o extremitate în  $M$ ; fie punctul  $O_M$  cealaltă extremitate. Din diagrama forței  $B$  se citesc eforturile din biela pentru pozițiile caracteristice ale mecanismului motor ( $\alpha = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, \dots$ ); se așază aceste forțe cu originea în  $M$ , pe direcțiile bielei, în sensul lor real. Rezultanta dintre forțele  $\vec{F}_{RB}$  și  $\vec{B}$  reprezintă forța care aplică cuzinetul pe maneton. Unind extremitățile forței rezultante (punctele 0, 1, 2, 3...24) se obține diagrama polară a fusului maneton. Calculul se conduce pentru două rotații la motoarele în patru timpi și pentru o rotație la motoarele în doi timpi. Pentru exemplificare s-a construit rezultanta  $\vec{R}_{M3}$  în diagrama polară și pentru poziția reală a mecanismului bielă-manivelă.

Rezultanta  $\vec{R}_L$  a forțelor care acționează asupra unui fus palier se construiește ținând seama de poziția manivelor în jurul axei de rotație, de ordinea de aprindere și de numărul fusurilor paliere. Se notează cu  $\vec{R}_{L1}, \vec{R}_{L2}, \dots, \vec{R}_{Ln}$  rezultantele forțelor dezvoltate de fiecare cilindru, care

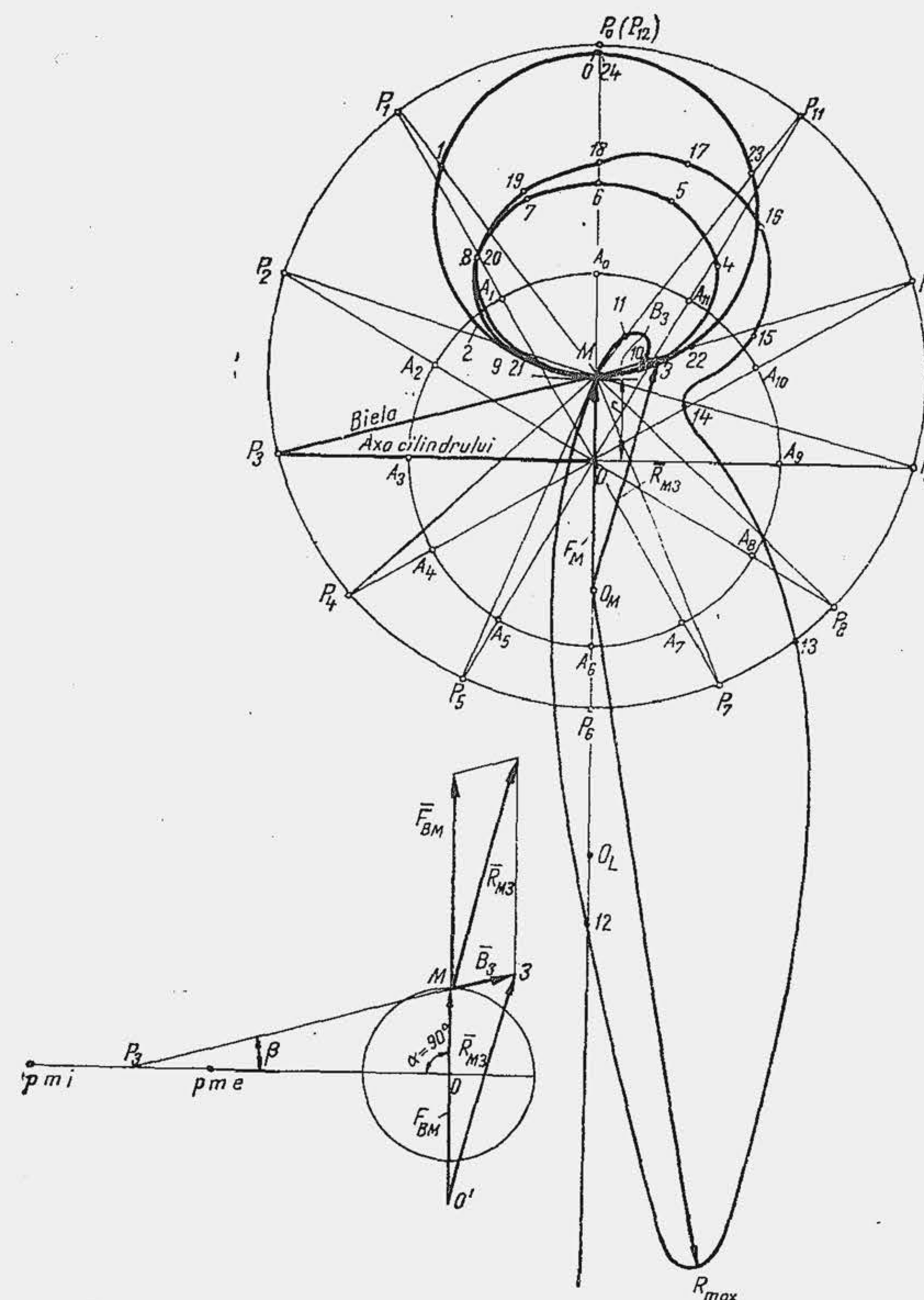


Fig. 10.17. Construcția grafică a diagramei polare a fusului maneton.

acționează asupra fusului palier. Ele se obțin observînd că asupra fusului palier se transmite, în afară de forțele  $\vec{B}$  și  $\vec{F}_{RB}$  forța centrifugă dezvoltată de brațe și maneton, adică  $\vec{F}'_R$  (rel. 10.30). Deci  $\vec{R}_{Li} = \vec{B} + \vec{F}_{RB} + \vec{F}'_R$  observînd că  $\vec{F}_{RB} + \vec{F}'_R = \vec{F}_R$  rezultă  $\vec{R}_{Li} = \vec{B} + \vec{F}_R$ ; ca urmare, rezultanta  $\vec{R}_L$  se citește din diagrama polară a fusului maneton, substituind segmentul  $\vec{OM} = \vec{F}_{RB}$  cu segmentul  $\vec{OL} = \vec{F}_R$ . Forța  $\vec{R}_L$  care solicită un fus palier se determină pentru fiecare caz în parte. Astfel, fie fusul palier dintre cilindrii 1 și 2 al unui arbore cotit, destinat unui motor cu 6 cilindri în linie, în patru timpi, cu ordinea de aprindere 1-4-2-6-3-5. La un moment oarecare, datorită forțelor  $\vec{R}_{L1}$  și  $\vec{R}_{L2}$  asupra fusului palier apar reacțiunile  $\vec{R}'_{L1} = \vec{R}_{L1}/2$  și  $\vec{R}'_{L2} = \vec{R}_{L2}/2$  (fig. 10.18), cînd fusurile sînt de aceeași lungime. Dacă fusurile sînt de lungimi diferite, reacțiunile se determină din ecuația de momente. Se obține rezultanta  $\vec{R}_{L12}$  însumînd vectorial reacțiunile  $\vec{R}_{L12} = \vec{R}'_{L1} + \vec{R}'_{L2}$ . Însumarea se face din 30° în 30° pentru două rotații ale arborelui cotit la motoarele în patru timpi și pentru o rotație a arborelui cotit la motoarele în doi timpi. Se obține diagrama polară rezultantă, a cărei construcție se simplifică astfel. Cilin-



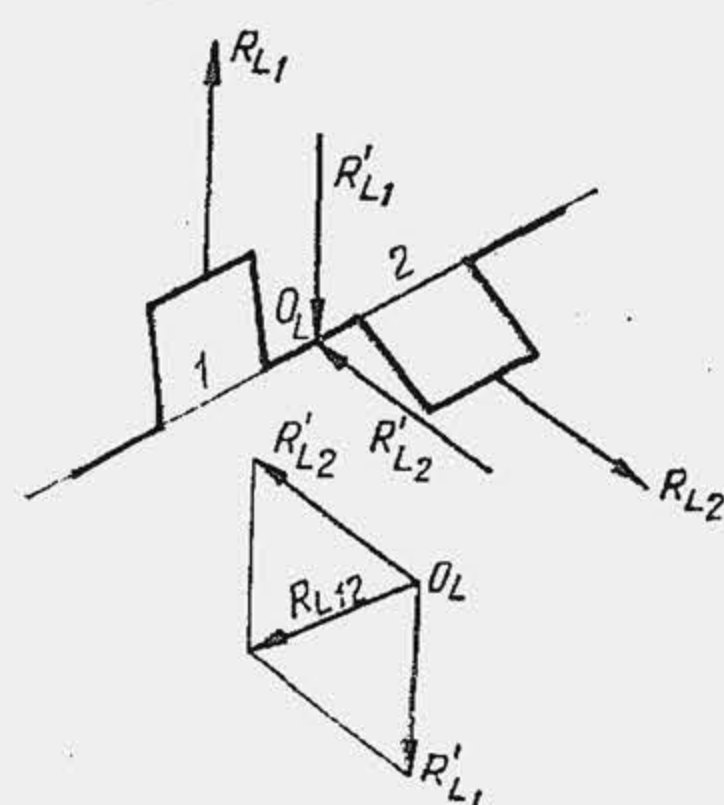


Fig. 10.18. Reacțiunile pe fusul palier.

lucrează în plane paralele, iar reacțiunile  $\bar{R}'_{Li}$  sînt situate în același plan.

Pe baza diagramelor polare se construiesc în coordonate carteziene  $R \times \alpha$  forțele rezultante  $R_M$  și  $R_L$  (fig. 10.20) reprezentînd valorile absolute ale forțelor. Diagramele desfășurate  $R \times \alpha$  servesc pentru determinarea forțelor medii  $\bar{R}_M$ ,  $\bar{R}_L$  cu care se determină presiunea medie pe cuzinet și

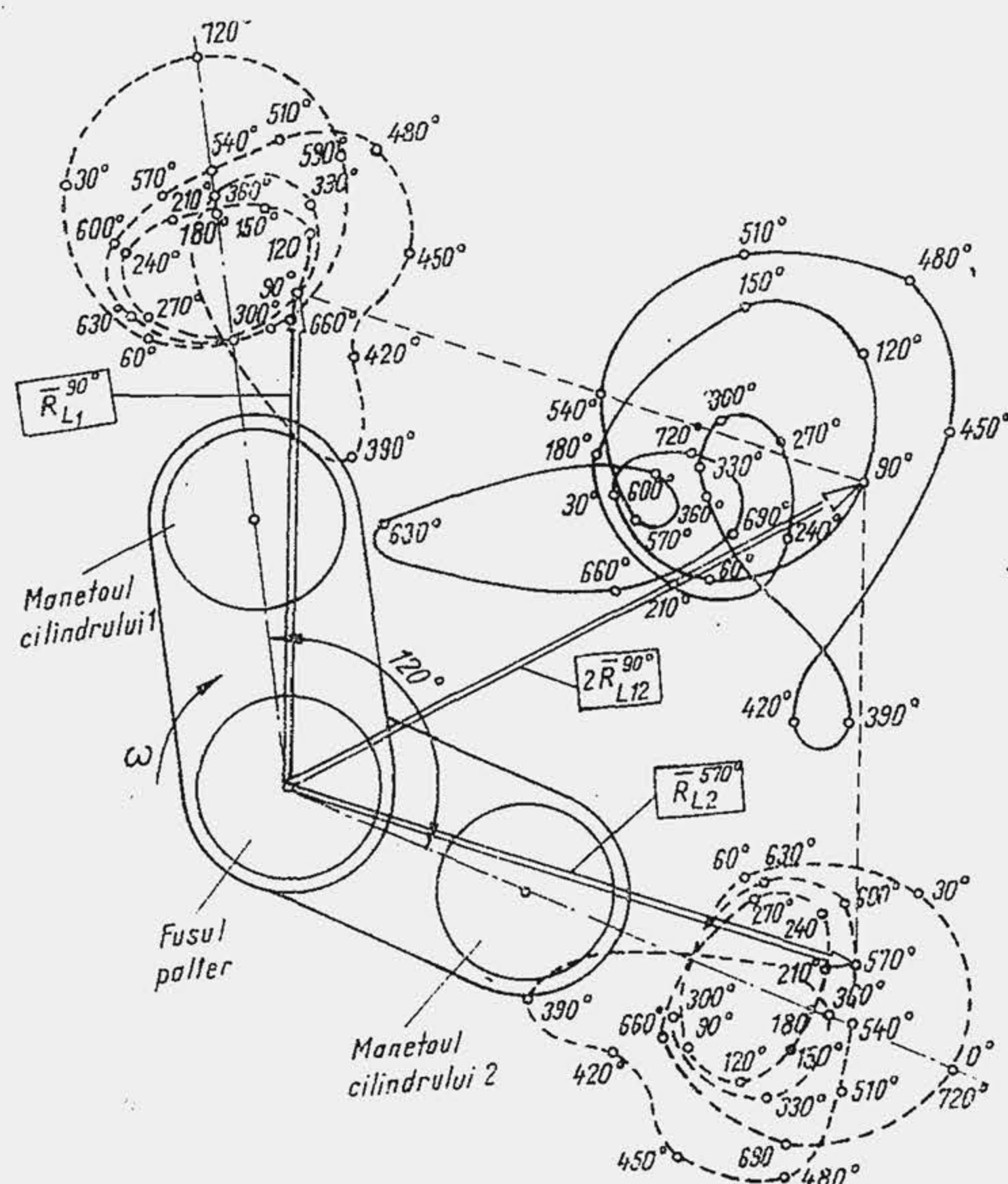


Fig. 10.19 Construcția grafică a diagramei polare a fusului palier.

coeficientul de încălzire al lagărului.

## 10.8. ORDINEA DE APRINDERE

Condiția uniformității aprinderilor are două consecințe: 1) stabilește poziția unghiulară relativă dintre coturile arborelui cotit; 2) stabilește ordinea în care se declanșează aprinderile în cilindrii motorului, numită *ordinea de aprindere*.

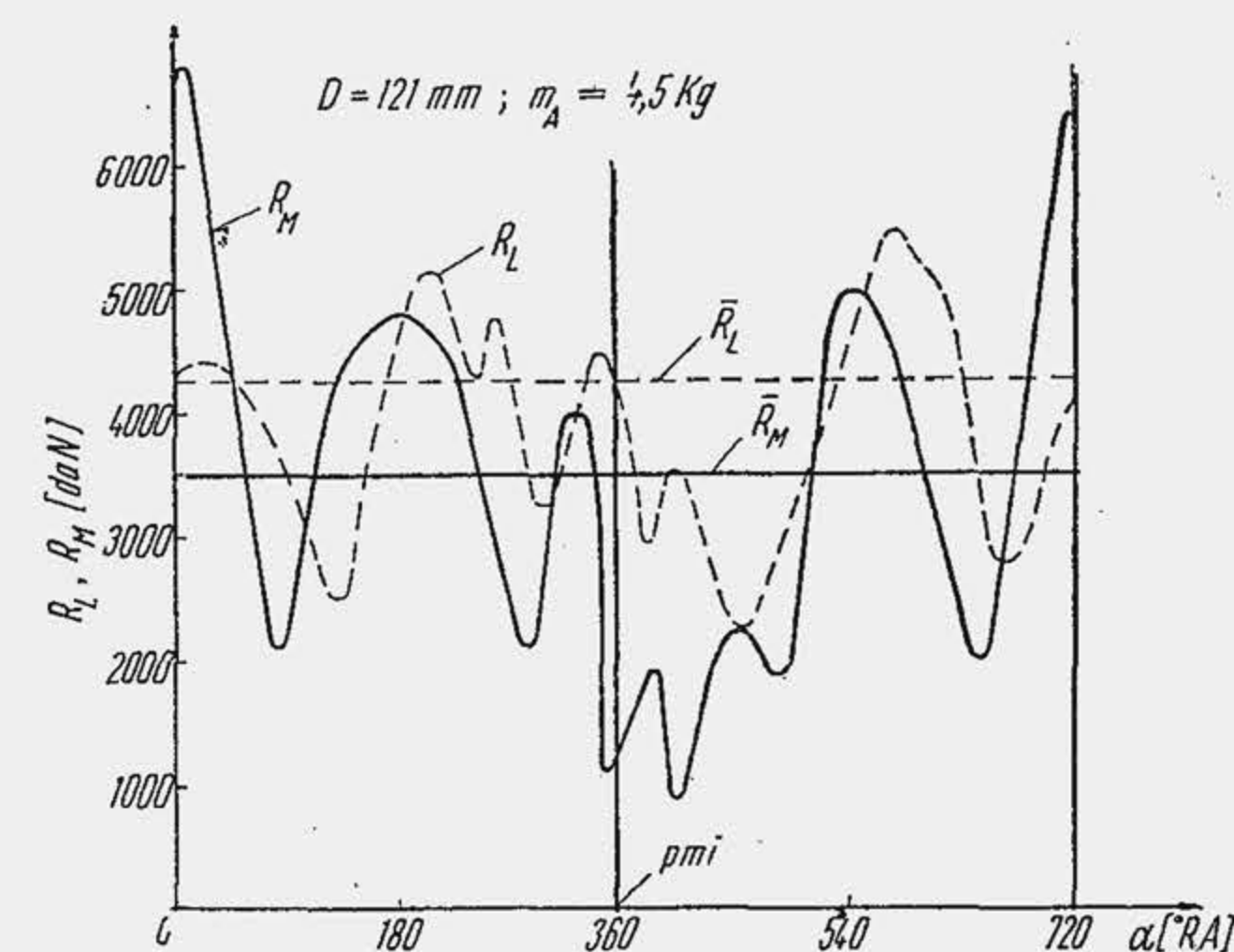


Fig. 10.20. Variația forței rezultante  $R$  cu unghiul  $RA$ .

### 10.8.1. STEAUA MANIVELELOR ȘI ORDINEA DE APRINDERE LA MOTOARELE ÎN PATRU TIMPI, ÎN LINIE

La motoarele cu  $i$  cilindri în linie, arborele cotit are  $i$  coturi. Problema fundamentală este: cum se dispun cele  $i$  coturi în jurul și în lungul axei arborelui cotit? Pentru a stabili poziția unghiulară relativă a coturilor arborelui cotit, se construiește steaua manivelor. Fiecare cot definește un plan ( $P_1$ ,  $P_2$ ) numit *planul cotului* (fig. 10.21, a). Întrucît toate coturile lucrează asupra aceluiași arbore, planurile coturilor sînt concentrice în jurul axei de rotație a arborelui cotit. Se numește *steaua manivelor* proiecțiile planurilor coturilor pe un plan normal la axa arborelui cotit (fig. 10.21, b). Astfel, steaua manivelor este alcătuită dintr-un număr de linii concentrice (manivelele arborelui cotit) care reprezintă o figură indeformabilă, rotitoare, cu viteza unghiulară  $\omega$ .

Se consideră o manivelă asupra căreia lucrează biela unui cilindru oarecare  $i_x$  (pentru simplificare, manivela cilindrului  $i_x$ ). În momentul aprinderii, manivela  $i_x$  ocupă o poziție determinată (se admite că scînteia se declanșează în  $p_{mi}$ , convenție care nu influențează ordinea de aprindere). Aprinderea următoare se produce în cilindrul  $i_{x+1}$  numai după ce arborele cotit se rotește cu  $\delta^\circ RA$ , iar manivela cilindrului  $i_{x+1}$  trebuie să ocupe aceeași poziție ca și manivela cilindrului  $i_x$ , deci și ea trebuie să se rotească cu  $\delta^\circ RA$ . Rezultă următoarea **teoremă**: *unghiul dintre două manivele care ajung succesiv în poziția de aprindere trebuie să fie egal cu unghiul sau decalajul unghiular  $\delta$  dintre două aprinderi. Cînd este îndeplinită condiția uni-*

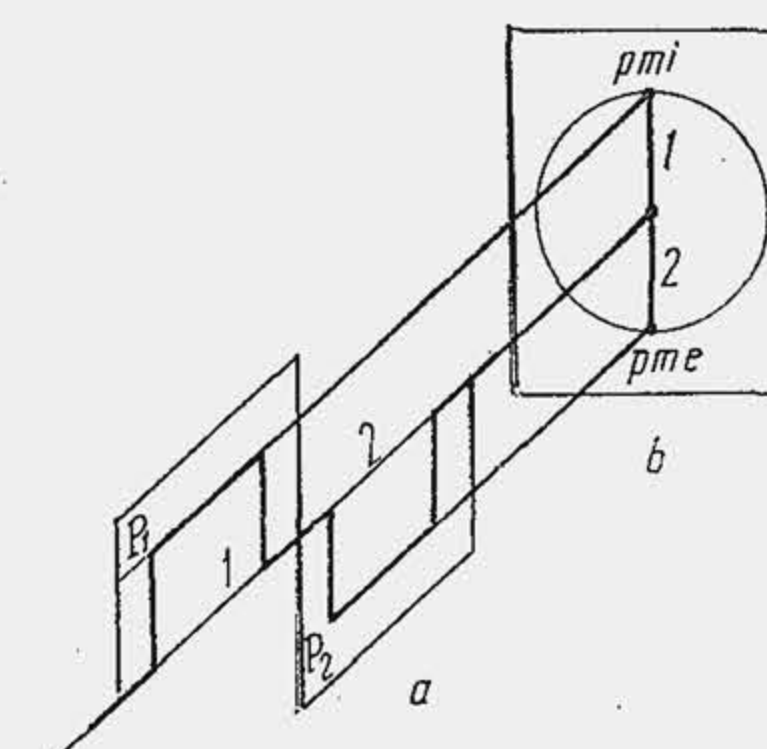


Fig. 10.21. Schema arborelui cotit (a) pentru construcția stelei manivelor (b).



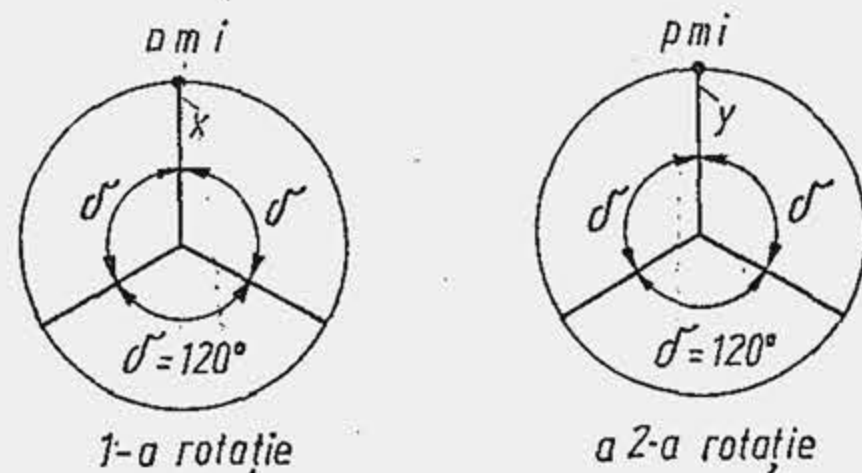


Fig. 10.22. Steaua manivelor pentru determinarea poziției unghiulare a coturilor arborelui cotit.

cilindri aprinderile au loc în a doua rotație. Dacă numărul de cilindri este par,  $i/2$  manivele care trec prin  $pmi$ , poziția corespunzătoare aprinderii, în prima rotație a arborelui cotit vor fi repartizate uniform în jurul axei de rotație a arborelui cotit; cum vor fi repartizate celelalte  $i/2$  manivele? Se consideră cazul  $i = 6$ ; câte trei manivele trec prin  $pmi$  după fiecare rotație (fig. 10.22). Fie două manivele  $x$  și  $y$ : manivela  $x$  trece prin poziția de aprindere  $pmi$  în prima rotație, manivela  $y$ , în cea de-a doua rotație; se presupune că între ele există un decalaj unghiular egal cu  $i/2$  intervale (adică 3 pentru cazul considerat). Întrucât unghiul dintre două aprinderi este  $720^\circ/i$ , iar manivelele  $x$  și  $y$  sînt distanțate între ele cu  $i/2$  intervale, rezultă că unghiul dintre ele va fi  $(720^\circ/i) \cdot (i/2) = 360^\circ$ , adică manivelele  $x$  și  $y$  sînt în fază. **Teoremă:** la motoarele în patru timpi, cu un număr par de cilindri în linie și cu aprinderi uniform repartizate, manivelele sînt două câte două în fază. Evident, grupele de manivele în fază sînt uniform distribuite în jurul axei de rotație.

La motoarele cu un număr impar de cilindri (motorul românesc de tractor D-115 cu 3 cilindri, motorul unui turism Mercedes-Benz, realizat recent cu 5 cilindri) manivelele se distribuie uniform în jurul axei de rotație și ocupă direcții distincte, decalate unghiular cu  $\delta = \Phi_c/i$ .

Condiția uniformității aprinderilor precizează poziția relativă a manivelor în jurul axei de rotație. Poziția relativă a manivelor în lungul axei de rotație este precizată de cerințele de echilibrare a motorului (v. cap. 11).

**Motorul cu patru cilindri.** Decalajul unghiular dintre două aprinderi fiind  $760^\circ/4 = 180^\circ$  rezultă că cele patru manivele se decalează între ele cu  $180^\circ$ , deci se află toate în același plan. Se alcătuiește schema arborelui cotit care precizează așezarea coturilor în lungul axei sale și apoi steaua manivelor. Ordinea de numerotare a cilindrilor este standardizată. În conformitate cu STAS 8697-70, numerotarea cilindrilor începe dinspre flanșa de cuplare a arborelui cotit cu arborele de antrenare al transmisiei autovehiculului, ceea ce presupune că un observator privește spre flanșa de cuplare (fig. 10.23) și vede cilindrii în succesiunea numerelor naturale. Există mai multe posibilități de alcătuire a schemei arborelui cotit (fig. 10.24). Ele se triază din considerente de echilibrare (v. par. 11.3.2; 11.3.4). Schema din figura 24, c este mai avantajoasă, deoarece reprezintă un arbore cu plan central de simetrie. Se numește arbore cu plan central de simetrie arborele la care manivelele în fază sînt așezate la egală distanță de mijlocul lui.

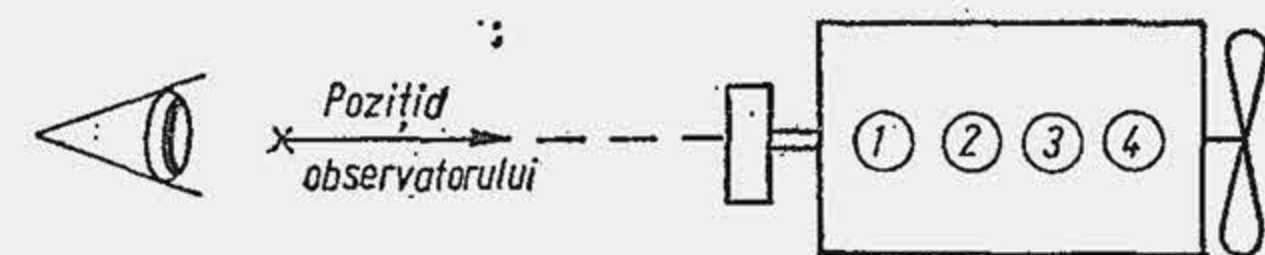


Fig. 10.23. Schema pentru numerotarea cilindrilor unui motor

Fiecare soluție de arbore cotit conduce la mai multe

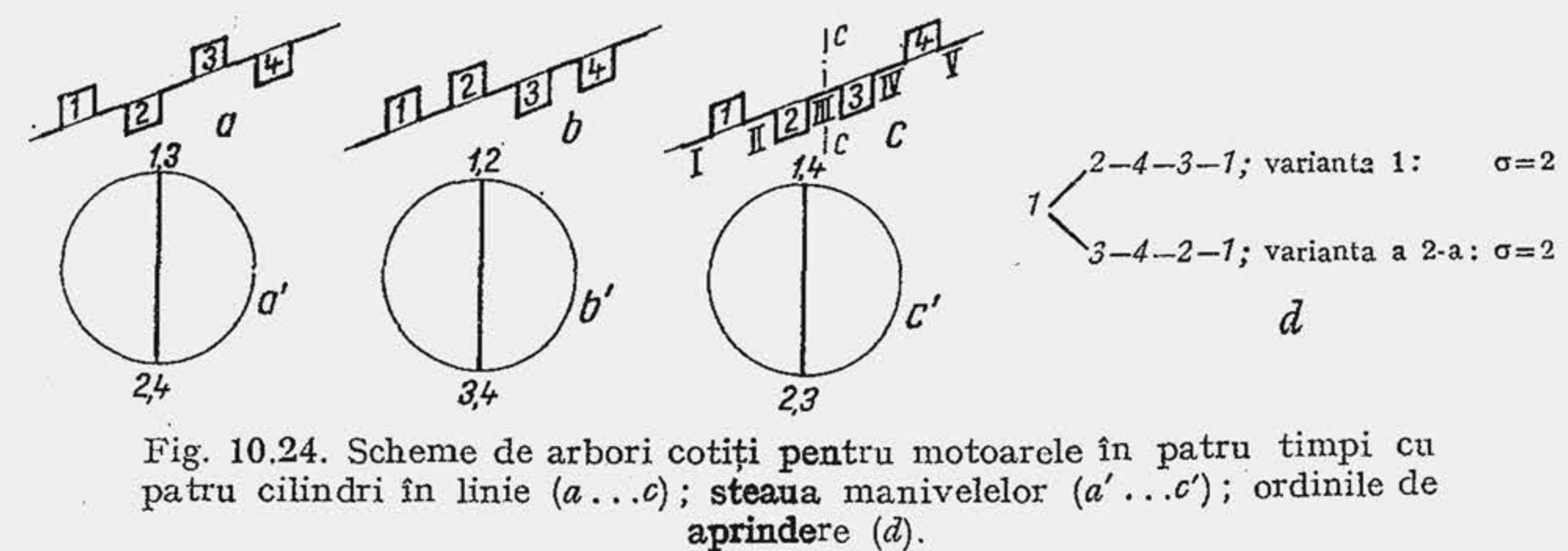


Fig. 10.24. Scheme de arbori cotiți pentru motoarele în patru timpi cu patru cilindri în linie (a...c); steaua manivelor (a'...c'); ordinele de aprindere (d).

posibilități de aprindere, deoarece manivelele fiind două câte două în fază, se realizează simultan câte două posibilități de aprindere (două câte două manivele în fază trec simultan prin  $pmi$ ). Multiplicarea posibilităților de aprindere are loc însă numai în prima rotație a arborelui cotit, deoarece ajung la  $pmi$ , grupe de manivele în fază care oferă câte două soluții; în a doua rotație a arborelui este exclusă alegerea cilindrului în care se declanșează scînteia, deoarece cînd o grupă de două manivele sosește la  $pmi$  numai una este în poziția corespunzătoare declanșării scînteii, cealaltă a trecut prin această poziție în rotația precedentă. Pentru soluția de arbore cotit din figura 10.24, c, ordinea de aprindere se stabilește astfel. Se consideră manivela cilindrului 1 (manivela 1) la  $pmi$  cînd se declanșează aprinderea. Convențional, operația începe cu cilindrul 1. Se rotește apoi arborele cotit în sensul acelor ceasornicului cu  $720^\circ/4 = 180^\circ$ , sosesc la  $pmi$  manivele 2 și 3, ambele variante fiind posibile (fig. 11.24, e). Se rotește arborele cu încă  $180^\circ$  (în total  $\alpha = 360^\circ$ ) și ajung din nou la  $pmi$  manivelele 1 și 4. Întrucît în cilindrul 1 aprinderea a fost declanșată este posibilă numai declanșarea aprinderii în cilindrul 4. Așadar, pentru oricare din variantele precedente, urmează aprinderea în cilindrul 4. Se rotește din nou arborele cu încă  $\Phi_c/i$  ( $\alpha = 540^\circ$ ); ajung din nou în  $pmi$  manivelele 2 și 3. De astă dată pentru fiecare dintre variante există o singură alternativă: dacă în prima rotație s-a declanșat scînteia în cilindrul 2, acum urmează aprinderea în cilindrul 3, varianta întâi; dacă în prima rotație s-a declanșat scînteia în cilindrul 3 (varianta a doua) acum urmează aprinderea în cilindrul 2. O nouă rotire a arborelui cotit cu  $180^\circ$  ( $\alpha = 720^\circ$ ) aduce în  $pmi$  din nou cilindrul 1 și ciclul se reia. Așadar, la motorul în patru timpi, cu patru cilindri sînt posibile două ordini de aprindere. Care dintre ele este mai convenabilă? Există mai multe criterii de triere a ordinilor de aprindere și anume: 1) încărcarea minimă a lagărelor arborelui cotit; 2) reducerea pericolului de rezonanță la vibrațiile de torsiune; 3) sporirea gradului de umplere a cilindrului; 4) reducerea trepidațiilor motorului sub acțiunea momentului de răsturnare. Primul criteriu este fundamental deoarece asigură o durabilitate sporită a motorului; celelalte se iau în considerare în etapele ulterioare de studii și deoarece impun renunțarea la criteriul fundamental sînt acceptate numai în cazuri excepționale. O încărcare mai redusă a lagărelor arborelui se obține dacă aprinderile succesive nu au loc în doi cilindri alăturați. Astfel, în prima variantă a ordinii de aprindere se observă că prima aprindere succesivă are loc în cilindrul 2, care este alăturat cilindrului 1; a doua aprindere succesivă are loc în cilindrul 4 care este despărțit de cilindrul 2 prin cilindrul 3. Rezultă că lagărul II va fi mai solicitat. Astfel, dintre ordinele de aprindere posibile, în baza criteriului 1 se alege aceea (sau acelea) care conduce la cel mai mic număr de aprinderi suc-



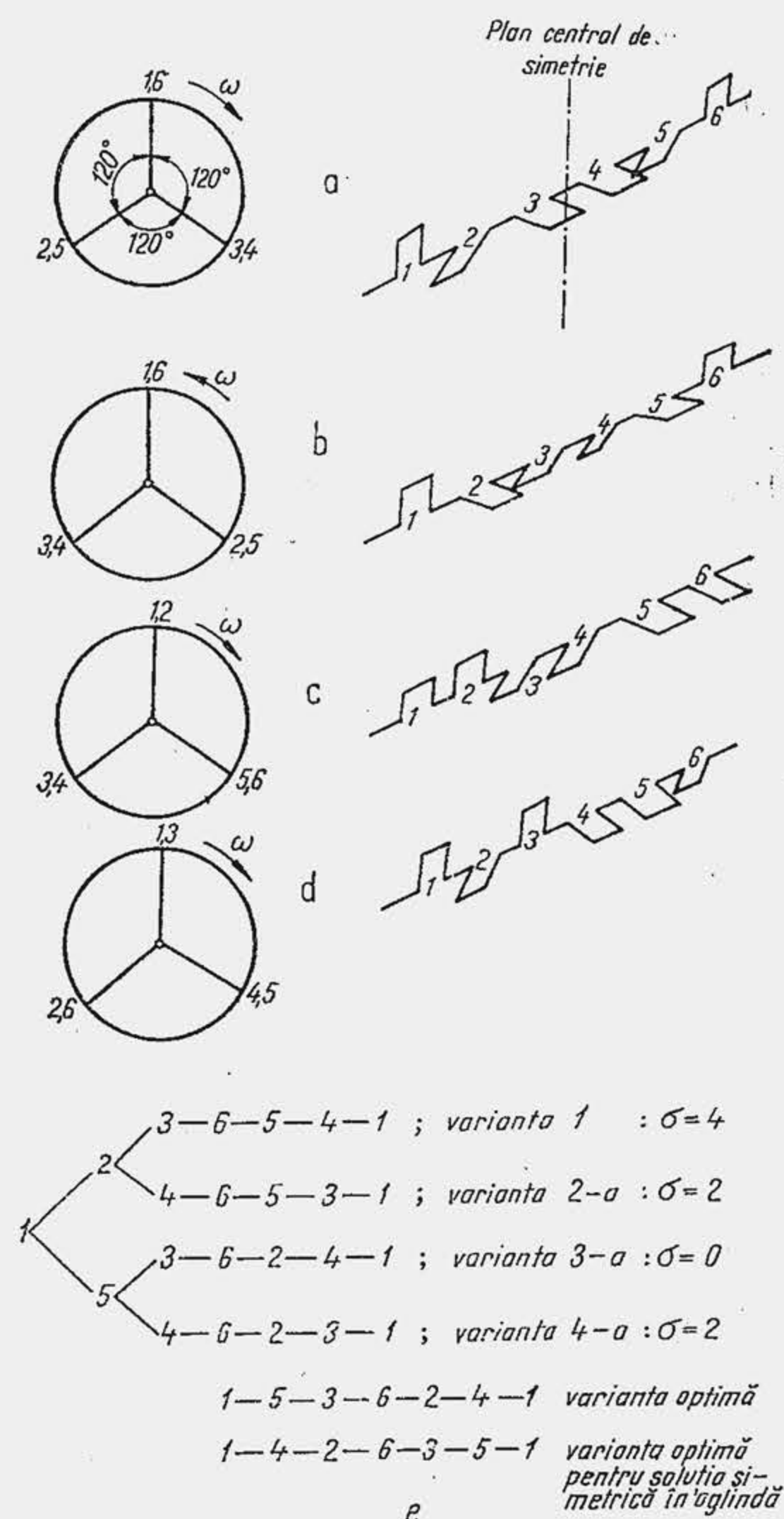


Fig. 10.25. Scheme de arbori cotați pentru motoarele în patru timpi cu șase cilindri în linie (a...d); determinarea ordinii optime de aprindere (e).

s-a precizat numărul  $\sigma$ . Se observă că există o singură variantă care satisface criteriul fundamental: varianta (3) pentru care numărul  $\sigma$  este nul.

În tabela 11.9 se indică ordinea de aprindere pentru diferite tipuri de motoare, în linie.

### 10.8.2. STEAUA MANIVELELOR ȘI ORDINEA DE APRINDERE LA MOTOARELE ÎN DOI TIMPI, ÎN LINIE

La motoarele în doi timpi, dacă se respectă condiția uniformității aprinderilor, manivelele se repartizează uniform în jurul axei de rotație întrucât perioada funcțională este  $\Phi_c = 360^\circ$ , iar unghiul dintre două manivele con-

secutive pe doi cilindri alăturați, notat prescurtat numărul  $\sigma$ . Se observă că cele două variante au același număr  $\sigma$  și se conchide că din punctul de vedere al încărcării minime a arborelui cotit ambele soluții sînt echivalente.

**Motorul cu șase cilindri.** Decalajul dintre manivele va fi  $\Phi_c/i = 720/6 = 120^\circ$ . Sînt posibile mai multe scheme de arbore cotit (fig. 10.25). Din punct de vedere dinamic, primele două soluții de arbore cotit sînt identice. Rotind arborele *b* în sens invers față de sensul de rotație a arborelui *a*, se obține aceeași succesiune de grupe de manivele în fază (16-25-34). Se zice că cele două soluții de arbore sînt simetrice deoarece ordinea de plasare a grupelor de manivelă este aceeași dacă se schimbă sensul de rotație a arborelui; ele pot fi socotite ca fiind una imaginea în oglindă a celeilalte, de aceea se mai numesc soluții simetrice în oglindă. Dintre soluțiile simetrice în oglindă se alege una singură. Întrucît pentru motoarele cu 6 cilindri în linie, în patru timpi, există o singură soluție de arbore cotit cu plan central de simetrie (se exclude soluția simetrică în oglindă) și anume soluția *a*, se stabilește ordinea de aprindere posibilă pentru această soluție, repetînd procedeul prezentat la motorul cu patru cilindri. Se obțin variantele posibile indicate în figura (10.25, e), pentru care

secutive este  $\Phi_c/i$ . Se demonstrează că dacă numărul de cilindri este par, manivelele sînt două cîte două în opoziție. În figura 10.26 se arată steaua manivelelor pentru un arbore de 6 cilindri. Ordinea de aprindere este unică, manivelele ajung pe rînd la *pmi*. Prin analogie, se spune că arborele cotit al motorului în doi timpi cu *i* par are plan central de simetrie cînd manivelele în opoziție sînt la egală distanță de mijlocul lui.

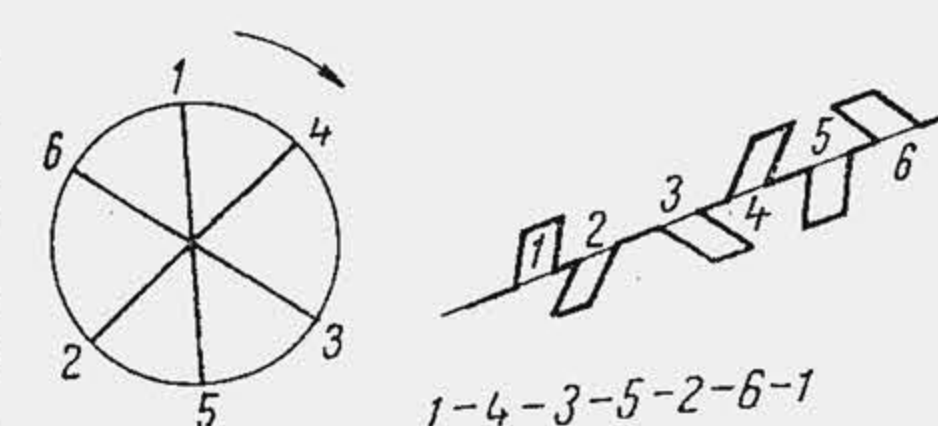


Fig. 10.26. Steaua manivelelor schema arborelui cotit și ordinea de aprindere la motorul în doi timpi cu șase cilindri.

### 10.8.3. STEAUA MANIVELELOR ȘI ORDINEA DE APRINDERE LA MOTOARELE ÎN PATRU TIMPI, ÎN V

Motoarele în V au un singur arbore cotit și cilindrii dispuși în două linii, plane determinate de axele cilindrilor fiind concurente (fig. 10.27, a). Unghiul  $\gamma$  dintre cele două planuri (dintre liniile de cilindri) se numește *unghiul veului*. La motoarele de automobil, bielele care lucrează în doi cilindri opuși se articulează pe un singur maneton prin alăturare (b) sau prin interferare (c), mecanismele motoare din cele două linii fiind axate. Rezultă că, dacă motorul are *i* cilindri, numărul coturilor ( $i_{cot}$ ) arborelui cotit este  $i_{cot} = i/2$ .

Unghiul veului se stabilește din condiția de uniformitate a aprinderilor. Considerînd un motor în patru timpi, rezultă că după două rotații ale arborelui cotit în fiecare cilindru s-a produs aprinderea; această condiție se poate realiza numai dacă aprinderea se declanșează succesiv în cele două linii cel puțin odată. În realitate, pentru a distribui uniform încărcarea termică a liniilor de cilindri, ca și pentru evitarea solicitării lagărelor alăturate, se urmărește ca aprinderile să se producă alternativ în cele două linii de cilindri. Întrucît condiția de uniformitate a aprinderilor este  $720^\circ/i$  rezultă că la trecerea aprinderii dintr-o linie de cilindri în cealaltă, unghiul dintre cele două linii de cilindri trebuie să fie  $720^\circ/i$ . Se demonstrează că unghiul veului respectă condiția uniformității aprinderilor chiar atunci cînd este un multiplu de  $\delta$ . Astfel, pentru un motor cu  $i = 12$  cilindri, se obține  $\delta = 720/12 = 60^\circ$ , iar  $\gamma = 60^\circ$ ;  $\gamma = 2 \cdot 60^\circ = 120^\circ$ ;  $\gamma = 3 \cdot 60^\circ = 180^\circ$ . Toate cele trei soluții se întîlnesc la MAS-uri pentru mașini de curse și MAC-uri pentru autocamioane.

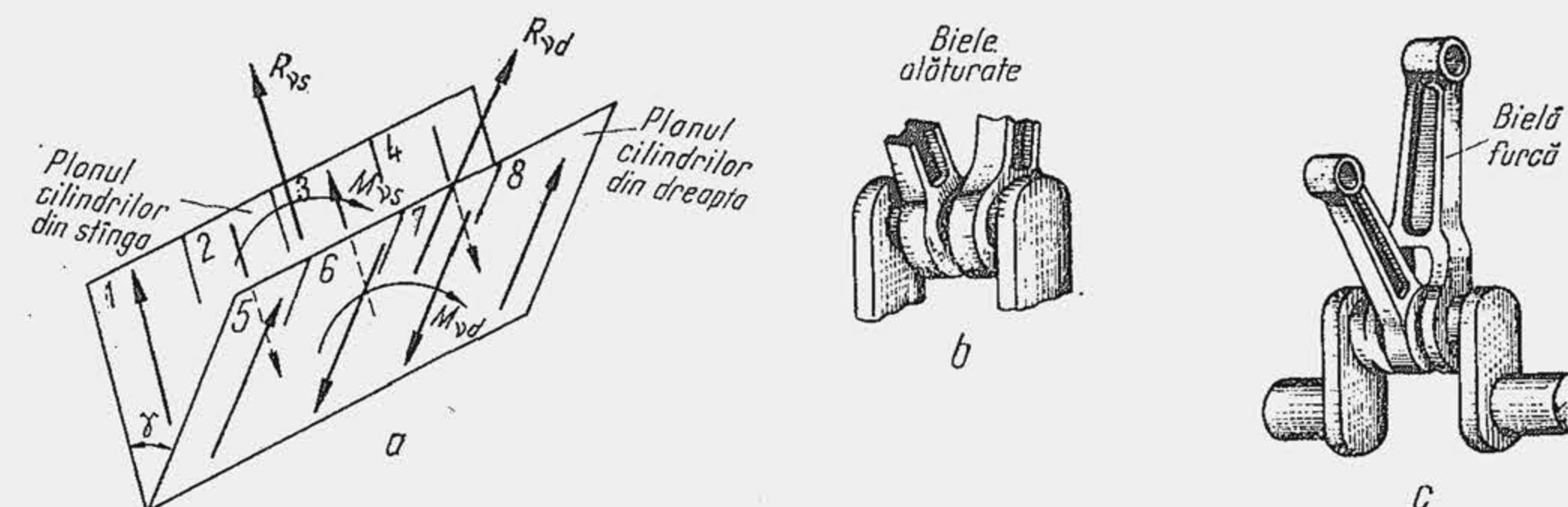


Fig. 10.27. Schema forțelor și momentelor (a) și cuplarea directă a bielelor cu manetonul (b și c) la motoarele în V.



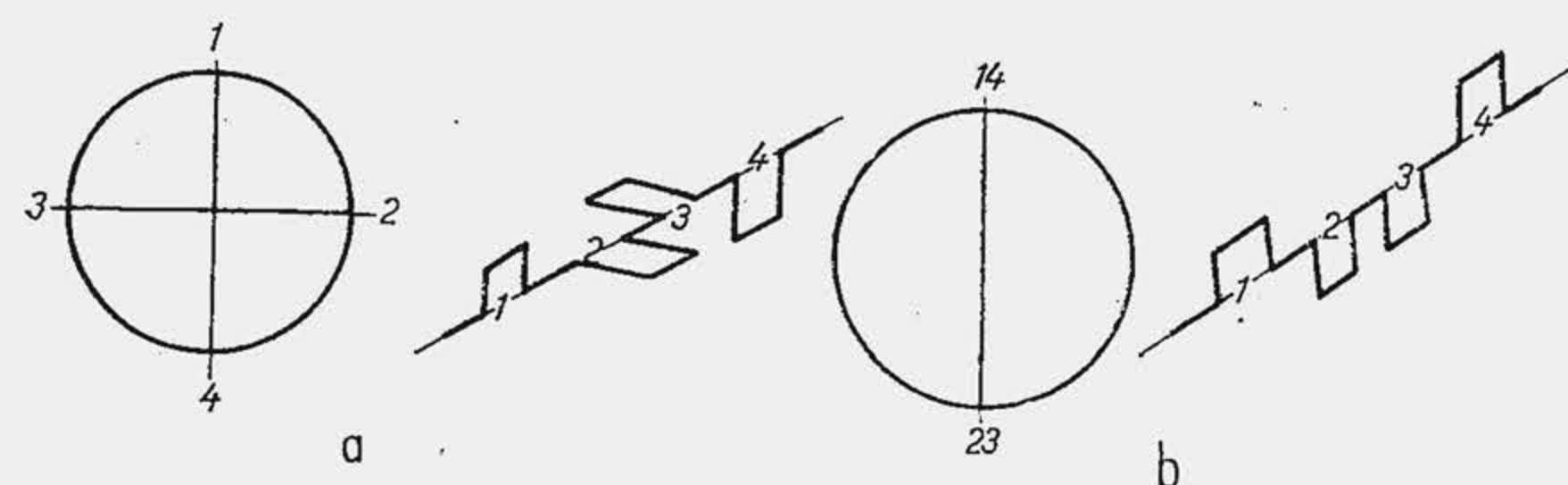


Fig. 10.28. Scheme de arbori cotiți pentru motoarele cu opt cilindri în V, în patru timpi.

Condiția de uniformitate a aprinderilor se transcrie astfel:

$$\delta = 720^\circ/i = 360^\circ/(i/2) = 360^\circ/i_{cot}, \quad (10.49)$$

cea ce echivalează cu condiția de uniformitate a aprinderilor pentru un motor în doi timpi cu  $i/2$  cilindri sau  $i/2$  coturi care se distribuie uniform pe  $i/2$  direcții în jurul axei de rotație. Prin urmare, arborele cotit al unui motor în patru timpi cu  $i$  cilindri în V este de forma unui arbore cotit al unui motor în doi timpi cu  $i/2$  cilindri în linie. De exemplu, dacă  $i = 8$ , arborele are  $i/2 = 4$  coturi sau manivele, care fac între ele unghiul  $360/4 = 90^\circ$ , deci se dispun uniform în jurul axei de rotație pe patru direcții care fac între ele unghiul de  $90^\circ$  (fig. 10.28, a). Arborele cotit astfel obținut se numește *arbore cotit de motor în doi timpi* (cu patru cilindri) sau *arbore cotit cu manivelele în opoziție*. Apare o a doua posibilitate de alcătuire a stelei și anume cu manivelele două câte două în fază. Se demonstrează că așezarea a două manivele în fază reprezintă o soluție posibilă numai la motoarele al căror număr de cilindri este divizibil cu 4, deci  $i = 4, 8, 12, 16$ . De exemplu, dacă  $i = 8$  și arborele are patru manivele, prin așezarea lor două câte două în fază și distribuie uniformă în jurul axei de rotație (fig. 10.28, b) se obține o soluție de *arbore cotit de motor în patru timpi* cu patru cilindri în linie sau de *arbore cotit cu manivelele în fază*.

În rezumat, la alcătuirea stelei manivelor apar două soluții posibile: 1) se utilizează un arbore cotit de motor în patru timpi, cu manivelele în fază două câte două ( $i$  divizibil prin 4) și cu plan central de simetrie; 2) se utilizează un arbore cotit de motor în doi timpi, cu plan central de simetrie pentru manivelele în opoziție.

În figura 10.29 sînt prezentate schematic cele mai răspîndite soluții de arbori cotiți pentru motoarele în patru timpi în V cu 4 și 6 cilindri. La motorul cu 4 cilindri în V, unghiul veului este  $\gamma = 720^\circ/4 = 180^\circ$  deci cele două linii de cilindri sînt opuse. Aceasta reprezintă soluția clasică de motor, denumită Boxer — numărul de manivele este  $(i/2) = 2$ . Există două soluții de stele, corespunzătoare celor două tipuri de arbori: cu manivelele în opoziție sau arbore de motor în doi timpi (a) și cu manivelele în fază sau arbore de motor în patru timpi (b). La motorul cu 6 cilindri în V,  $\gamma = 720^\circ/6 = 120^\circ$ . Numărul manivelor este  $(i/2) = 3$ , deci indivizibil prin 4, ca urmare nu se poate realiza soluția de arbore cotit cu manivelele în fază. Pentru uniformitatea aprinderilor celei trei manivele se distribuie uniform în jurul axei de rotație. Se obține un arbore de motor în doi timpi cu 3 cilindri.

Ordinea de aprindere se stabilește ca și la motoarele cu cilindri în linie. Pentru exemplificare se stabilesc ordinele de aprindere posibile pentru un motor cu 8 cilindri în V al cărui arbore cotit are manivelele în opoziție. Aceasta este soluția utilizată la motorul de fabricație românească SR-211.

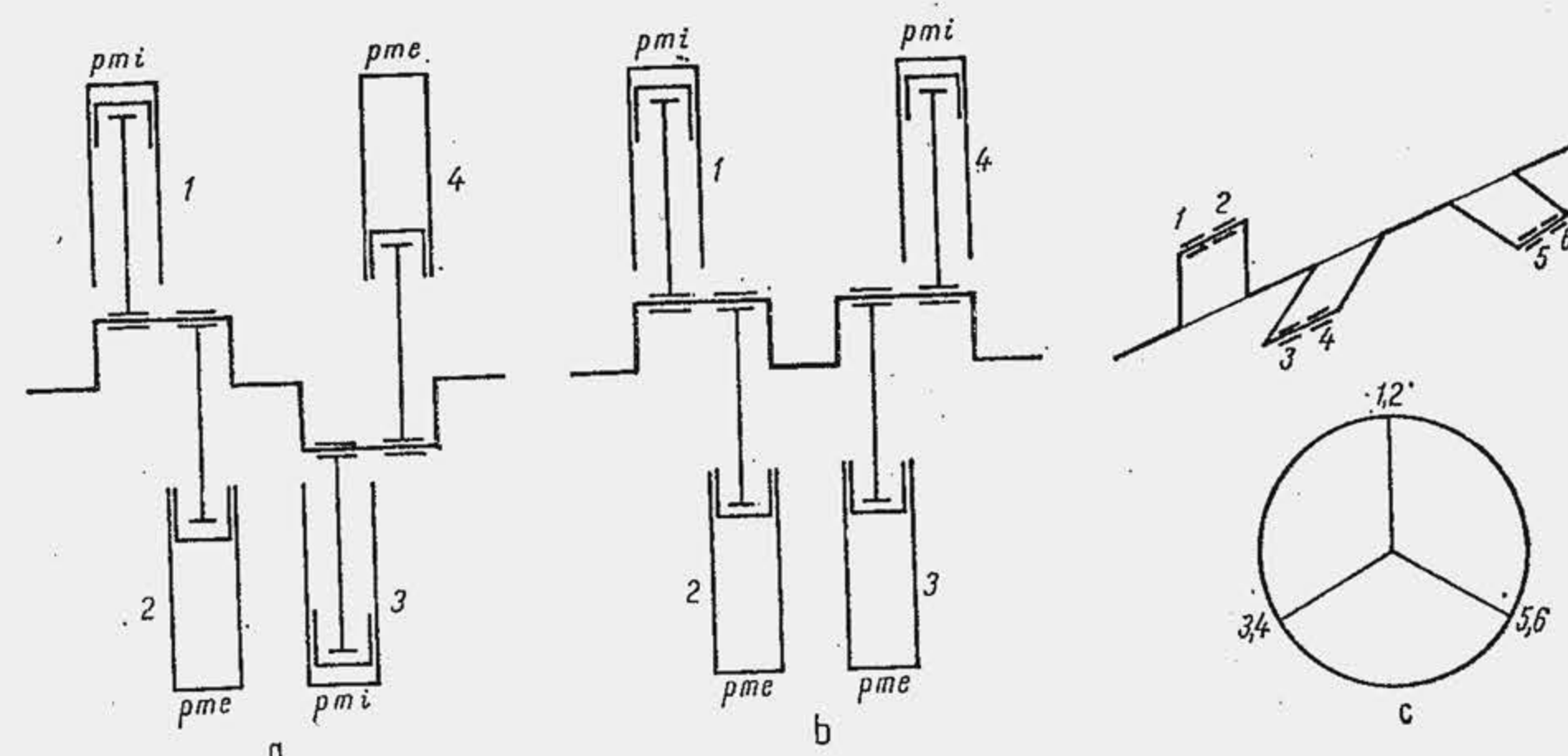


Fig. 10.29. Scheme de arbori cotiți pentru motoarele cu patru cilindri (a, b) și șase cilindri în V, în patru timpi.

În figura (10.30) se arată schema arborelui cotit, steaua manivelor și numerotarea cilindrilor în conformitate cu standardul: motorul fiind privit dinspre cuplajul arborelui cotit, s-au numerotat cilindrii din stînga cu cifrele 1—2—3—4 și cei din linia din dreapta cu cifrele 5—6—7—8. Se obțin două puncte moarte interioare: *pmi* stînga, pentru cilindrii din linia din stînga și *pme* dreapta pentru cilindrii din linia din dreapta. Se consideră manivela 1 la *pmi* stînga și se declanșează scînteia (pistonul cilindrului 1 nu mai poate realiza poziția *pmi* decît în linia din stînga, deoarece acest cilindru face parte din linia din stînga). Se rotește arborele cu unghiul  $720^\circ/8 = 90^\circ$  în sensul de rotație a acelor ceasornicului. Sosesc în *pmi* manivelele 5 și 3 (5 în *pmi* dreapta, deoarece face parte din linia din dreapta, iar 3 în *pmi* stînga, deoarece face parte din linia din stînga; se observă că și manivela cilindrului 7 ajunge la *pmi*, în stînga; cum cilindrul 7 face parte din linia din dreapta manivela lui nu poate ajunge în poziția de declanșare a scînteii decît în *pmi* dreapta). Se rețin ambele posibilități (fig. 10.30, d). Se rotește arborele cu încă  $90^\circ$  și ajung la *pmi* manivelele cilindrului 4 și 7. Fiecare soluție este reținută. Se rotește arborele cu încă  $90^\circ$  și așa mai departe. Se obțin 8 variante de ordine de aprindere. Ordinele de aprindere se triază pe baza a două criterii fundamentale: 1) numărul  $q$  de aprinderi consecutive în aceeași linie să fie cît mai mic (condiția distribuției uniforme a încălzirii termice a liniilor de cilindri — aprinderile să se facă alternativ); 2) numărul  $\sigma$  de aprinderi consecutive pe același maneton să fie cît mai mic (condiția încălzirii uniforme a lagărelor). Se observă că, pe baza celor două

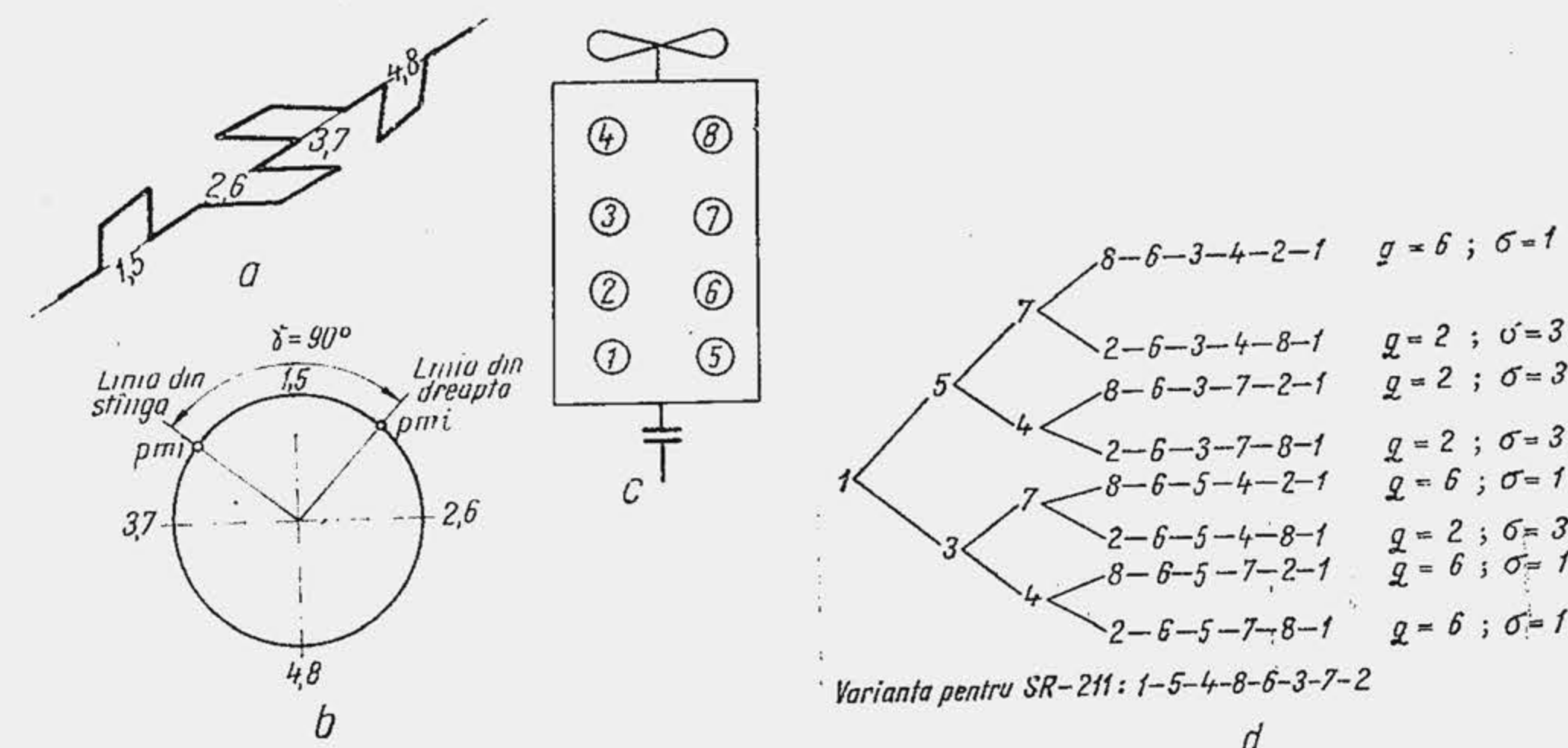


Fig. 10.30. Ordinea de aprindere la motorul în patru timpi, cu opt cilindri în V (motorul SR-211).



criterii, există patru variante identice. Ele se triază eventual pe baza celorlalte criterii, enunțate anterior. Se reține varianta a treia, întâlnită la motorul SR-211.

În tabela 11.9, b se arată stelajul manivelor și ordinea de aprindere pentru motoare de autovehicule, în V.

## 10.9. UNIFORMIZAREA MIȘCĂRII ARBORELUI COTIT

Studiul cinematic și dinamic al motorului s-a efectuat în ipoteza că viteza unghiulară a arborelui cotit este constantă. În realitate viteza unghiulară este variabilă. Un motor cu ardere internă cu piston nu poate realiza o mișcare uniformă din două cauze. Una din cauze constă în aceea că numai una din cursele în care se efectuează ciclul motor este cursă activă, iar mecanismul motor acumulează energie cinetică în această cursă. A doua cauză este generată de cinematica mecanismului bielă-manivelă, deoarece pistonul are o mișcare alternativă, cu viteză variabilă.

În regim stabilizat încărcarea motorului sau momentul rezistent  $M_R$  este o mărime constantă; momentul motor instantaneu  $M_\Sigma$  în interiorul unui ciclu este o mărime variabilă. Ecuația de echilibru a arborelui cotit în mișcarea de rotație este

$$M_\Sigma - M_R = J_0 \varepsilon \quad (10.50)$$

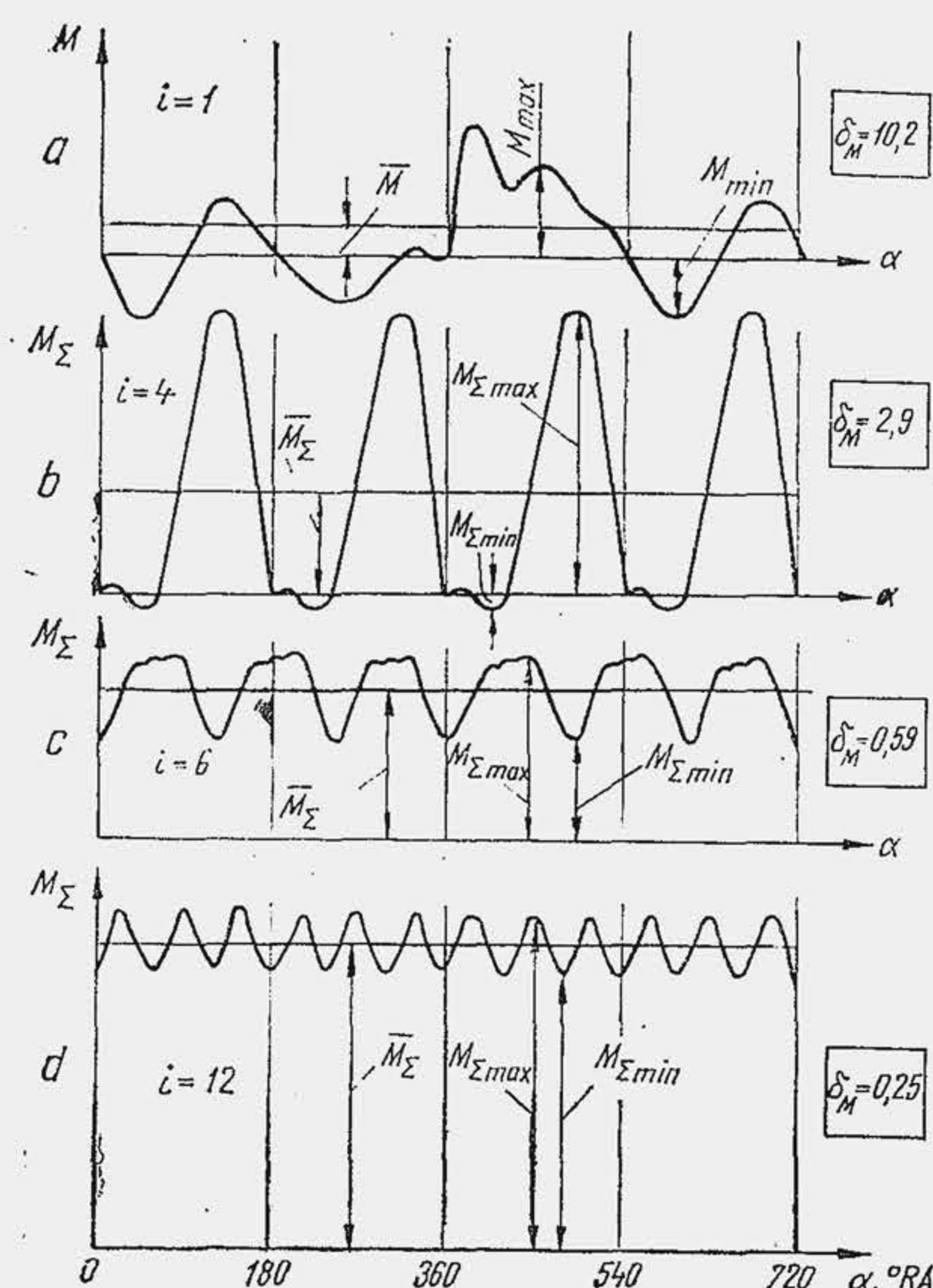


Fig. 10.31. Influența numărului de cilindri asupra gradului de neuniformitate a momentului motor.

unde  $\varepsilon$  este accelerația unghiulară ( $\varepsilon = d\omega/d\tau$ ), iar  $J_0$ —momentul de inerție al mecanismului bielă-manivelă redus la axa de rotație a arborelui cotit. Relația (10.50) aranjată astfel  $d\omega/d\tau = (M_\Sigma - M_R)/J_0$ , (10.50\*)

arată că variația vitezei unghiulare a arborelui cotit se atenuează pe două căi: 1) se reduce diferența  $M_\Sigma - M_R$ ; 2) se mărește momentul de inerție mecanic  $J_0$ . Prima cale pretinde să se reducă variația momentului motor  $M_\Sigma$  adică să se reducă gradul de neuniformitate  $\delta_M$  (rel. 10.48). Una dintre soluții constă în îndeplinirea condiției de uniformitate a aprinderilor. A doua soluție constă în a mări numărul de cilindri ai motorului. Cu cât numărul de cilindri este mai mare cu atât perioada  $\Phi_c/i$  a momentului motor rezultat se micșorează, curba  $M_\Sigma$  devine mai regulată, gradul de neuniformitate  $\delta_M$  se reduce (fig. 10.31), de circa 40

Tabela 10.7

Raportul dintre momentul motor maxim și momentul motor mediu

Numărul cilindrilor	MAS în patru timpi	MAC în patru timpi	MAC în doi timpi
1	7,7...9,3	19,0	11,6
2	3,9...5,2	9,5	5,8
4	1,7...2,9	4,7	2,9
6	1,2...1,4	3,1	2,0
8	0,9...1,4	2,3	1,6

ori când se trece de la unul la 12 cilindri. Totuși, sporirea numărului de cilindri trebuie privită în corelație cu alte deziderate (v. par. 8.5). În același sens trebuie apreciată și soluția de motor în doi timpi, care reduce pe  $\delta_M$  (tab. 10.7) deoarece perioada ciclului este mai mică.

A doua cale de reducere a accelerației unghiulare se realizează prin mărirea momentului de inerție mecanic  $J_0$ . În acest scop, se prevede la capătul arborelui cotit dinspre flanșa de cuplare un volant al cărui moment de inerție mecanic  $J_v$  se adaugă la  $J_0$  iar momentul de inerție mecanic total  $J_t$  ( $J_t = J_0 + J_v$  unde  $J_v = 0,8...0,9 J_t$ ) se determină astfel încât variațiile vitezei unghiulare a arborelui cotit să nu depășească o anumită limită.

Într-o diagramă  $M_\Sigma \times \alpha$  (fig. 10.32) se definește excesul de lucru mecanic elementar  $(M_\Sigma - M_R)d\alpha$  față de lucrul mecanic mediu preluat de consumator ( $M_\Sigma = M_R$ ). Pentru  $M_\Sigma = M_R$  rezultă  $d\omega/d\tau = 0$  iar  $\omega$  ia valoarea maximă  $\omega_{max}$  și valoarea minimă  $\omega_{min}$ . La momentul  $\alpha_1$  (punctul 1)  $\omega_1 = \omega_{min}$ , apoi sistemul acumulează energie cinetică pînă la momentul  $\alpha_2$  (punctul 2) când  $\omega_2 = \omega_{max}$ , deoarece aria  $A_{12} > 0$ . În relația (10.50) se face substituția  $\varepsilon = d\omega/d\tau = (d\omega/d\alpha) \cdot (d\alpha/d\tau) = \omega(d\omega/d\alpha) = 1/2 d\omega^2/d\alpha$  și rezultă ecuația de conservare a energiei cinetice  $(M_\Sigma - M_R)d\alpha = (1/2)J_t d\omega^2$ , care se integrează în limitele  $\alpha_1... \alpha_2$ :

$$A_{12} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_\Sigma - M_R) d\alpha = \int_{\omega_1}^{\omega_2} (1/2) J_t d\omega^2 = \frac{J_t}{2} (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) \quad (10.51)$$

Se numește grad de neuniformitate a mișcării arborelui cotit  $\delta_\omega$  raportul

$$\delta_\omega = (\omega_{max} - \omega_{min})/\bar{\omega} \quad (10.52)$$

unde  $\bar{\omega} = (\omega_{max} + \omega_{min})/2 = \omega$ . Se observă că  $\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2 = (\omega_{max} - \omega_{min}) \cdot 2(\omega_{max} + \omega_{min})/2 = 2\delta_\omega \bar{\omega}^2$  care se substituie în relația (10.51).

$$A_{12} = J_t \delta_\omega \bar{\omega}^2 \quad (10.53)$$

și reprezintă ecuația de dimensionare a volantului.  $A_{12}$  rezultă prin planimetrare din diagrama momentului motor; pentru motoarele de autovehicule  $\delta_\omega = 1/80...1/40$ . Volantul se confecționează sub forma unui disc cu o coroană periferică de secțiune dreptunghiulară. Dacă  $m_v$  este



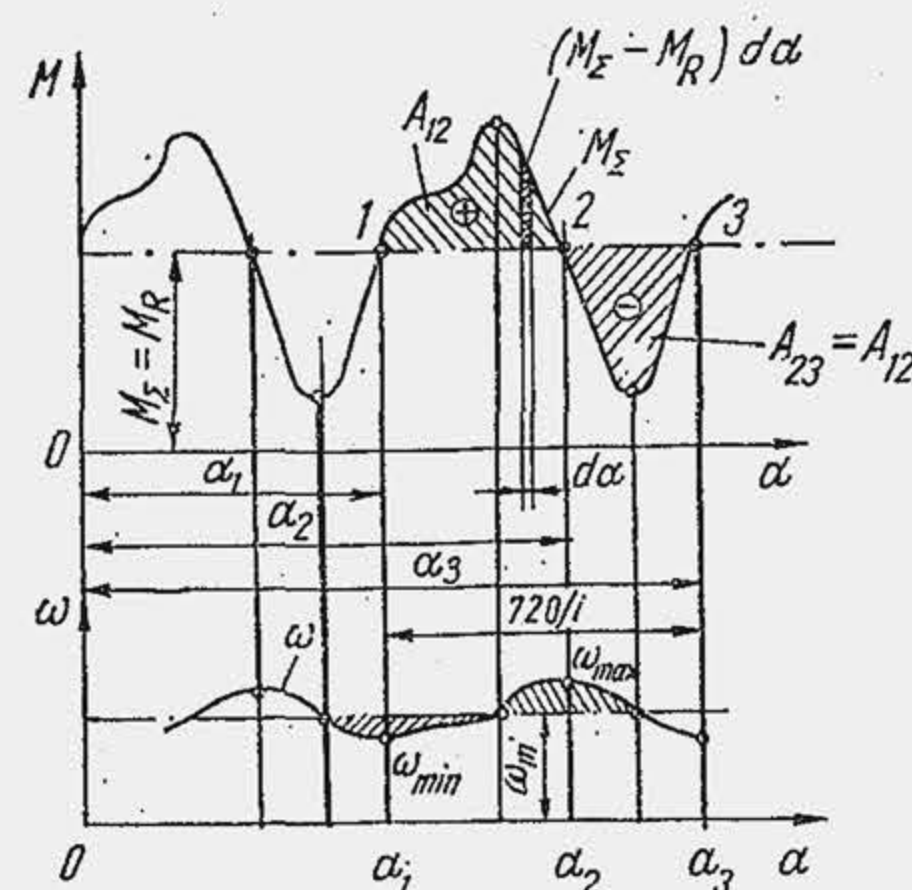


Fig. 10.32. Schemă pentru calculul volantului.

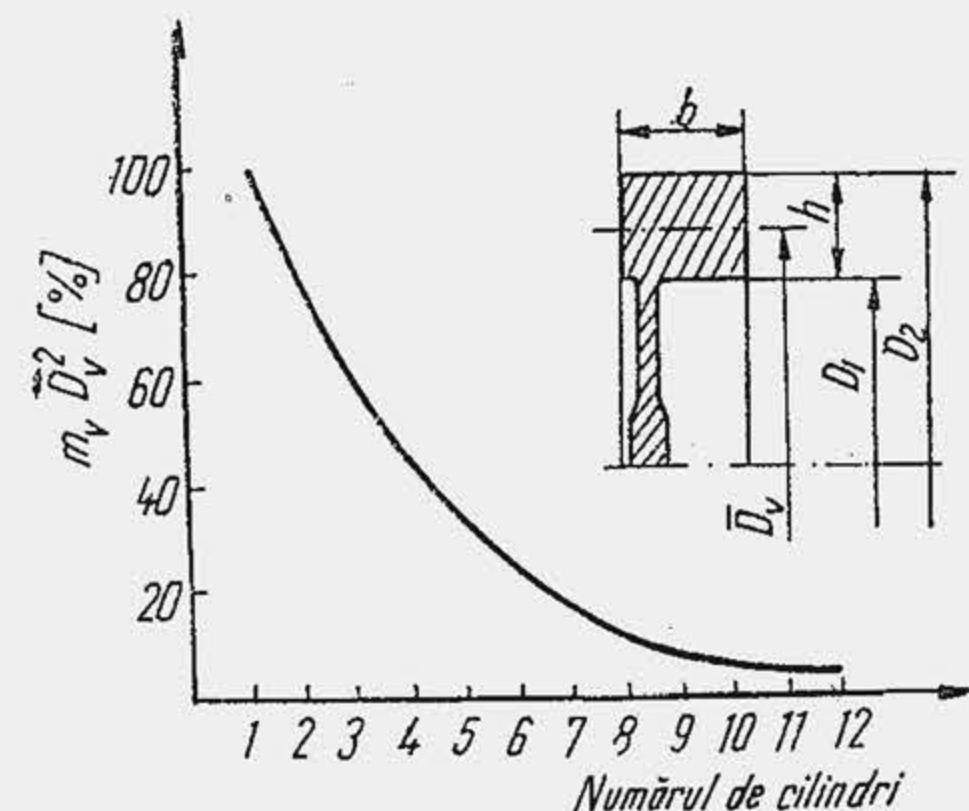


Fig. 10.33. Dependența momentului de inerție al volantului de numărul de cilindri.

masa volantului și  $\bar{D}_v$  — diametrul mediu al coroanei, atunci  $J_v \simeq m_v \bar{D}_v^2 / 4$ . Se admite inițial  $J_t = J_v$  și se obține relația de dimensionare

$$m_v \bar{D}_v^2 = 4 A_{12} / \delta_\omega \cdot \omega^2, \quad (10.54)$$

unde  $m_v$  este în kg (kgf s<sup>2</sup>/m),  $\bar{D}_v$  în m,  $A_{12}$  în J (kgfm)  $\omega$  în rad/s.

Se constată că  $J_v = (0,8 \dots 0,9) J_t$ ; pentru celelalte piese în mișcare rezultă următoarele proporții: arborele cotit —  $(0,05 \dots 0,1) J_t$ ; piesele cu mișcare alternativă:  $(0,02 \dots 0,05) J_t$ ; arborele de distribuție, rotorul pompei de apă, ventilatorul:  $(0,025 \dots 0,06) J_t$ . Mărirea numărului de cilindri micșorează aria  $A_{12}$  (rel. 10.53) și ca urmare se reduce  $J_t$  sau  $m_v \bar{D}_v^2$  (fig. 10.33).

Pentru motoarele de autovehicule s-a stabilit că, la turația nominală,  $n_N(\omega_N)$  criteriul adimensional

$$\theta = J_v \omega_N^2 / M_{eN} \quad (10.55)$$

variază în limitele  $\theta = 175 \dots 330$ . Relația (10.55) se folosește pentru dimensionare. Diametrul exterior al coroanei periferice variază între 275...525 mm; raportul dintre lățimea  $b$  și grosimea radială  $h$  a coroanei periferice variază între 0,6...2,2. Viteza periferică nu trebuie să depășească 65 m/s pentru fontă și 100 m/s pentru oțel.

Masa volantului (după fig. 10.33) este  $m_v = \int dm = \int_{r_1}^{r_2} \rho 2\pi b r dr = 2\pi \rho b (r_2^2 - r_1^2) / 2 = 2\pi \rho b (r_2 + r_1) (r_2 - r_1) / 2 = 2\pi \rho b \bar{r}_v h = \pi \rho b h \bar{D}_v$ . Momentul de inerție al volantului este  $J_v = \int r^2 dm = \int_{r_1}^{r_2} r^2 \rho b 2\pi r dr = 2\pi \rho b (r_2^4 - r_1^4) / 4 = \pi (r_2^2 - r_1^2) b \rho (r_2^2 + r_1^2) / 2 \simeq m_v \bar{r}_v^2 = m_v (\bar{D}_v / 2)^2$ .

Pentru un disc:  $J_0 = \int_0^r r^2 dm = (1/2) m (D/2)^2$ .

## BIBLIOGRAFIE

1. Berindean, V. *Dinamica motoarelor cu ardere internă*. Timișoara, Litografia învățămîntului, 1958.
2. Biezeno, C. și Grammel, R. *Technische Dynamik*. Band II, Zweite Auflage, Berlin, Springer Verlag, 1953.
3. Manea, C. și Năstase, M. *Cinemática și dinamica motoarelor de tracțiune*. București, Ed. A.M.T., 1967.
4. Rădoi, M. și Deciu, E. *Mecanica. Dinamica*. București, Edit. didactică și pedagogică 1974.
5. Schrön, H. *Die dynamik der Verbrennungskraftmaschinen*. Wien, Springer Verlag, 1947.
7. Vihert, M. M. ș. a. *Konstrukția i rasciot avtotraktornih dvigatelei*. Moskva, Mașghiz, 1957.
6. Stecikin, B. S. *Indikatornaia diagrama*. Moskva, Acad. Nauk SSSR, 1960.
7. Vihert, M. M. ș. a. *Konstrukția i rasciot avtotraktornih dvigatelei*. Moskva, Mașghiz, 1957.
8. \*\*\* *Mecanica teoretică*. Sub red. Vilcovici, V. Bălan, Șt., Voinea, R., București, Edit. tehnică, 1959.
9. \*\*\* *Motoare diesel*. Sub red. Vanseidt, V. A. București, Edit. tehnică, 1959.



# 11.

## ECHILIBRAREA MOTOARELOR

### 11.1. CAUZELE DEZECHILIBRĂRII MOTOARELOR

O mașină care funcționează în regim stabilizat este echilibrată dacă reacțiunile pe reazime sînt invariabile ca mărime, direcție și sens. O asemenea condiție nu poate fi satisfăcută de un motor cu ardere internă cu piston. Se studiază separat efectele forțelor de presiune a gazelor și efectele forțelor  $F_A$  și  $F_R$  asupra reazemelor. Se descompune forța  $F_p$  în componentele  $B_p$  și  $N_p$  — (fig. 11.1, a). În centrul  $O$  se plasează două forțe egale și de sens contrar  $B'_p$  și  $B''_p$  paralele cu  $B$  și de aceeași mărime cu ea. Forța  $B'_p$  se descompune în componentele  $F'_p$  și  $N'_p$  a căror mărime este evident  $F'_p = F_p$  și  $N'_p = N_p$ . Cuplul  $B'_p B_p$  acționează asupra mecanismului motor și este egal chiar cu momentul motor. Asupra părților fixe ale motorului se exercită forțele  $F'_p$  și  $F''_p$  egale și de sens contrar; ele nu se transmit reazemelor. În schimb, cuplul de răsturnare  $N_p N''_p$  dă reacțiuni variabile pe reazime și produce dezechilibrul motorului. Dacă se descompune forța  $F_A$  (fig. 11.1, b) în mod analog, se observă de astă dată că

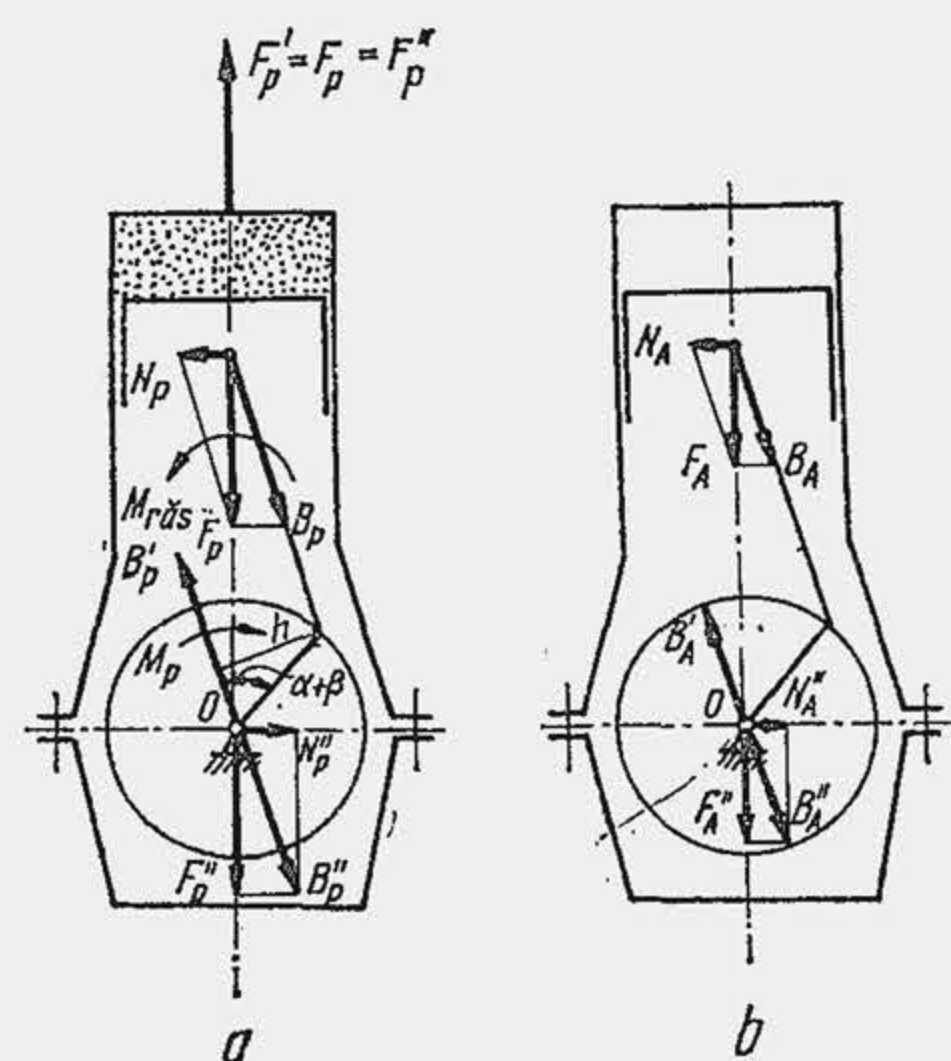


Fig. 11.1. Schema forțelor pentru determinarea dezechilibrului motorului monocilindric:

a — forțele de presiune; b — forțele  $F_A$ .

în afara cuplului de răsturnare neechilibrat  $N_A N''_A$ , apare o forță  $F'_A$  care acționează după axa cilindrului și se transmite reazemelor. Întrucît  $F'_A = F_A$ , forța  $F'_A$  este variabilă ca mărime și sens și produce dezechilibrul motorului; datorită ei, motorul trepidează în plan vertical. În ceea ce privește forțele  $F_R$  ele se transmit reazemelor și, deși sînt constante ca mărime, fiind variabile ca direcție și sens, produc de asemenea vibrația motorului pe reazime. La motoarele cu mai mulți cilindri problema este mai complexă, întrucît forțele  $F_A$  și  $F_R$  lucrează în planuri diferite și dau naștere unor momente care dezechilibrează la rîndul lor motorul.

Un tablou rezumativ al forțelor și momentelor care produc dezechilibrul

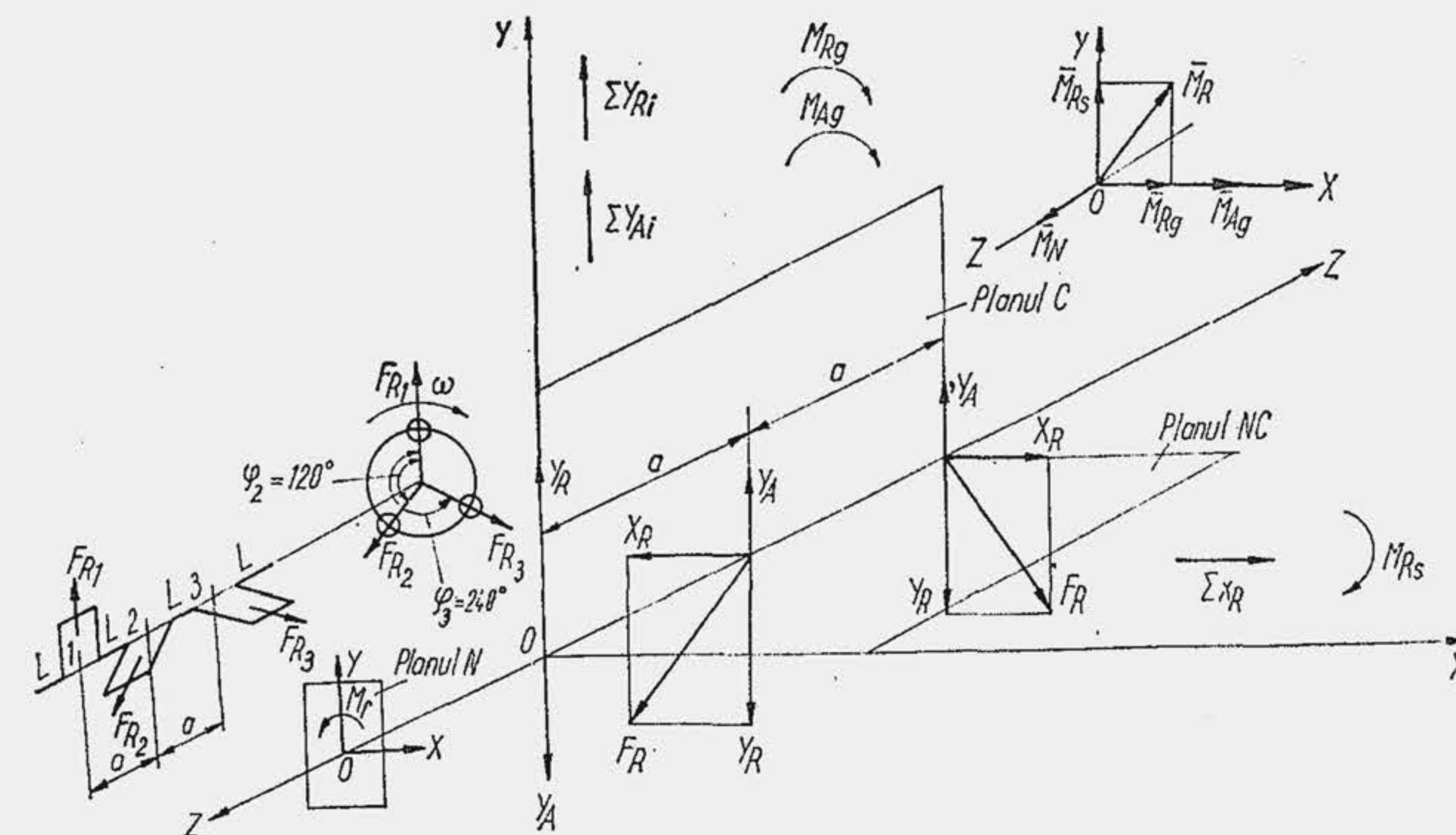


Fig. 11.2. Schema forțelor și momentelor care produc dezechilibrul motorului policilindric.

motorului se arată în figura 11.2 și tabela (11.1). Se construiește un sistem de axe de coordonate, astfel încît axa  $Z$  să fie identică cu axa arborelui cotit, axa  $Y$  paralelă cu axa unui cilindru, axa  $X$  normală pe axa cilindrului. Sistemul definește trei planuri distincte; planul  $ZOY$  care se numește planul cilindrilor ( $C$ ) întrucît conține axele cilindrilor; planul  $ZOX$  normal pe planul cilindrilor ( $NC$ ); planul  $XOY$ , normal pe axa arborelui cotit ( $N$ ). Forța  $F_R$  reprezintă un vector rotitor; la motorul policilindric forțele  $F_R$  alcătuiesc un sistem de vectori rotitori, care se rotește cu viteza unghiulară  $\omega$  și definește două componente, în planul  $C$  și în planul  $NC$ . Forța  $F_A$  lucrează numai în planul  $C$ . Momentele care produc dezechilibrul motorului lucrează în cele trei planuri. Momentul  $M_r$  care lucrează în planul  $N$  produce răsturnarea motorului și se reprezintă printr-un vector moment  $\bar{M}_N$  normal la planul  $N$ ; momentul care lucrează în planul  $C$  se numește *moment de galop* și se reprezintă printr-un vector normal la planul  $C$ ,  $\bar{M}_{Rg}$ ; momentul care lucrează în planul  $NC$  se numește *moment de șerpuire* și se reprezintă printr-un vector normal la planul  $ZOX$ ,  $\bar{M}_{Rs}$ . Momentele care produc dezechilibrul motorului

Tabela 11.1

Acțiunile care produc dezechilibrul motorului  
a) Forțele de inerție care se transmit reazemelor

Natura și mărimea forței	Componentele forței după direcțiile X, Y	
	$i = 1$	$i \neq 1$
1 $F_R = -m_R \omega^2$	1.1. $Y_R = -m_R \omega^2 \cos \varphi$	1.3. $\sum Y_R^i = -r \omega^2 \sum m_{Ri} \cos \varphi_i$
	1.2. $X_R = -m_R \omega^2 \sin \varphi$	1.4. $\sum X_R^i = -r \omega^2 \sum m_{Ri} \sin \varphi_i$
2 $F_A = -m_A r \omega^2 f(\alpha)$	2.1. $Y_A = F_A(\alpha)$	2.2. $\sum Y_A^i = -m_A r \omega^2 \sum f(\alpha_i)$
$f(\alpha) = \cos \alpha + b_2 \cos 2\alpha - b_4 \cos 4\alpha + b_6 \cos 6\alpha - b_8 \cos 8\alpha \pm \dots b_v \cos v\alpha \pm \dots$ (10,23)		



b) Momentele care se transmit reazemelor

	Natura momentului*	Planul de acțiune	Componentele vectorilor moment	Denumirea componentelor	Mărimea componentelor	
					$i = 1$	$i \neq 1$
1	$M_N(N_p^i, N_A^i)$	XOY (plan fix)	$\bar{M}_{ZN}$	Moment de răsturnare $\bar{M}_Z = \bar{M}_N$	1.1. $M_r = (\pm N_p \pm N_A) \cdot OP$	1.2. $M_r = (\pm \Sigma N_p \pm \Sigma N_A) \cdot OP$
2	$M_R(F_R^i)$	Plan normal pe vectorul $\bar{M}_R$ (plan rotitor)	$\bar{M}_{RX}$ $\bar{M}_{RY}$	Moment de galop $\bar{M}_{RX} = \bar{M}_{Rg}$ Moment de șerpuire $\bar{M}_{RY} = \bar{M}_{Rs}$	—	2.1. $M_{Rg} = -r\omega^2 \cdot \Sigma a_i m_{Ri} \cos \varphi_i$ 2.2. $M_{Rs} = -r\omega^2 \cdot \Sigma a_i m_{Ri} \sin \varphi_i$
3	$M_A(F_A^i)$	ZOY (plan fix)	$\bar{M}_{AX}$	Moment de galop $\bar{M}_{Ax} = \bar{M}_{Ag}$	—	3.1. $M_{Ag} = -r\omega^2 m_A \cdot \Sigma a_i f(\alpha_i)$

\* În paranteză sînt trecute forțele care generează momentul. Segmentul  $OP$  este precizat în figura 10.13.

se mai numesc *momente externe*, deoarece lucrează asupra reazimelor. La motorul de autovehicul, momentul extern se transmite cadrului și produce vibrația acestuia: se creează dificultăți la conducerea autovehiculului și se reduce gradul de confort. Momentul cuplului de forțe care încarcă fusul  $L$ , de reazem, se numește *moment intern*.

Prin echilibrarea motorului se înțelege operația de anulare a rezultantei tuturor forțelor și momentelor variabile care acționează asupra reazemelor. Principial există două metode de echilibrare: 1) se utilizează piese speciale numite mase de echilibrare (contragreutăți) ale căror forțe de inerție anulează forțele  $F_R$ ,  $F_A$  și momentele acestor forțe; 2) se dispun convenabil cilindrii și manivelele arborelui cotit, astfel încît forțele de inerție și momentele lor să se echilibreze reciproc. În general, forțele  $F_R$  și momentele acestora se echilibrează complet prin prima metodă; forțele  $F_A$  și momentele lor nu se echilibrează prin prima metodă, deoarece se ajunge la soluții constructive complicate; efectul lor se atenuează însă prin metoda a doua.

## 11.2. ECHILIBRAREA MOTORULUI MONOCILINDRIC

**Echilibrarea forței  $F_R$ .** Întrucît rezultanta forțelor  $F_R$  este precizată de relația (10.38) ea se echilibrează prin deplasarea centrului de masă al masei  $m_R$  pe axa de rotație. În acest scop se plasează două mase de echilibrare  $m_c$  în prelungirea brațelor (fig. 11.3). Dacă forța  $F_R$  este în planul de simetrie al cotului, cele două mase vor fi egale și se determină din condiția

$$2m_c \rho_c \omega^2 = m_R r \omega^2. \quad (11.1)$$

Ecuția conține două necunoscute: masa de echilibrare și distanța de la centrul ei de masă la axa de rotație,  $\rho_c$ . Pentru a simplifica fabricația arborelui cotit și a reduce masa lui, se aleg mase  $m_c$  mici. În acest caz crește  $\rho_c$  ceea ce implică mărirea înălțimii motorului și a masei acestuia. În practică se alege o soluție de compromis.

**Echilibrarea forței  $F_A$ .** Forța  $F_A$  este dată de relația (10.37) în care, accelerația  $j_p$  se substituie din relația (10.23). Deci:

$$F_A = -m_A r \omega^2 (\cos \alpha + b_2 \cos 2\alpha - b_4 \cos 4\alpha + b_6 \cos 6\alpha - b_8 \cos 8\alpha \dots \pm b_v \cos v\alpha). \quad (11.2)$$

Motorul fiind axat, forța  $F_A$  nu conține armonicile impare cu excepția celei de ordinul 1; așadar, forța  $F_A$  este o sumă de forțe de inerție sau armonici ( $F_v$ ) de toate ordinele pare la care se adaugă forța de inerție sau armonica de ordinul 1, adică

$$F_A = \Sigma F_v \quad (v = 1, 2, 4, 6, 8, \dots) \quad (11.2^*)$$

Pentru a ușura studiul echilibrării forțelor de inerție se adoptă următoarele două interpretări ale forțelor de inerție de diferite ordine.

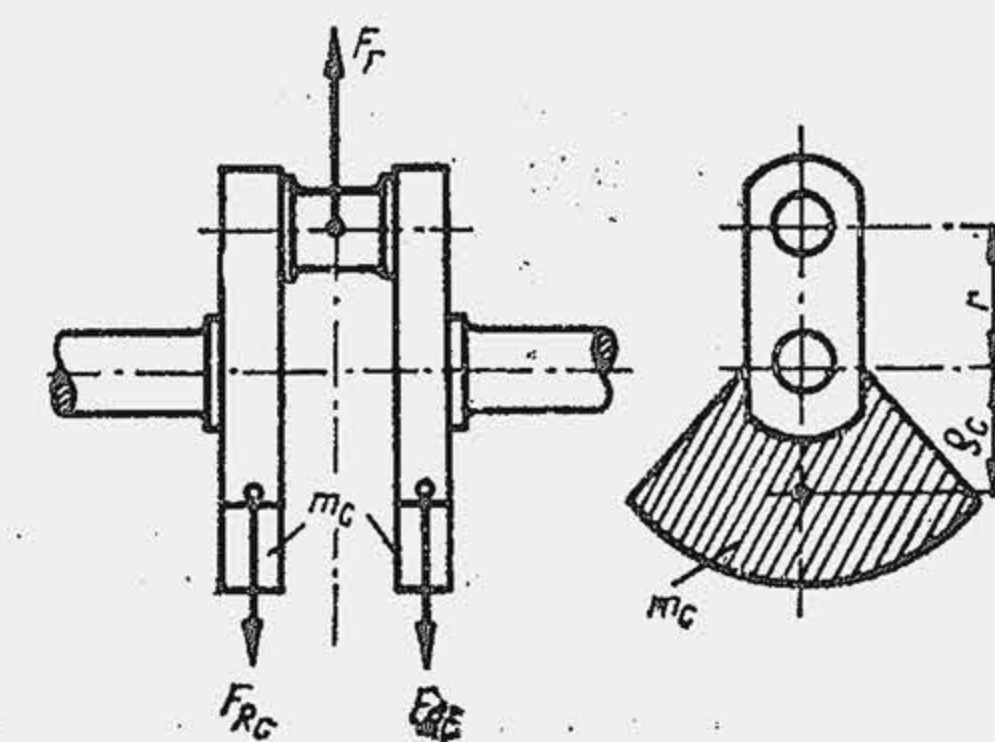


Fig. 11.3. Schemă pentru echilibrarea forței  $F_R$  dezvoltată de un cot al arborelui cotit.



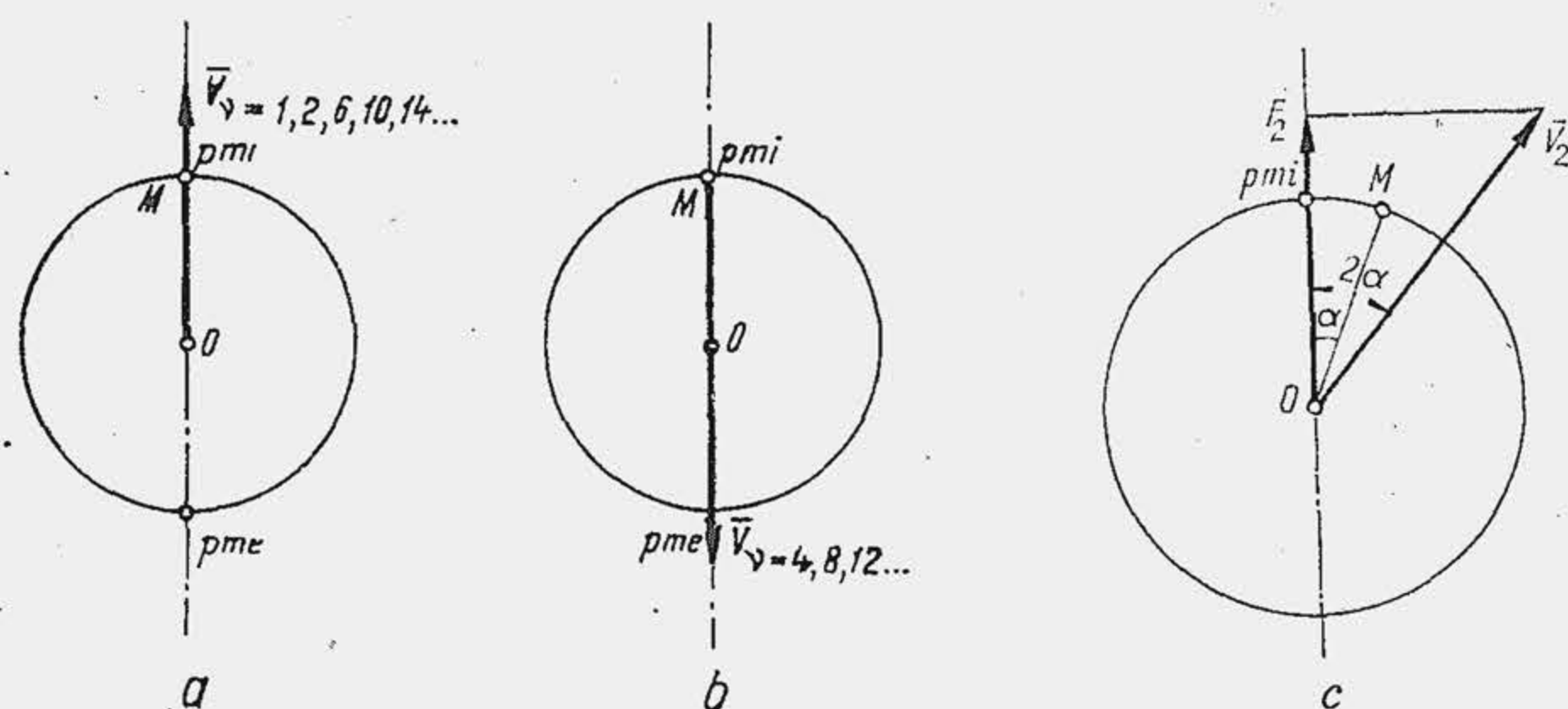


Fig. 11.4. Poziția vectorilor  $\bar{V}_v$  față de manivela  $OM$ , când se află la  $p_{mi}$  (a și b) și determinarea armoniciei de ordinul 2 ca proiecție a vectorului de ordinul 2 (c).

**Prima interpretare.** Se consideră în planul de rotație a manivelei un vector rotitor cu originea în axa de rotație a arborelui cotit, de mărime constantă:

$$|\bar{V}_v| = m_A r (\omega_v / v)^2 b_v, \quad (11.3)$$

unde  $v$  este ordinul armoniciei;  $\omega_v = v \cdot \omega$  — viteza unghiulară de rotație a vectorului, deci de  $v$  ori mai mare decât viteza unghiulară de rotație a arborelui cotit;  $b_v$  — coeficientul armoniciei de ordinul  $v$ . Vectorii al căror ordin nu este un multiplu de patru ( $v = 1, 2, 6, 10, 14, \dots$ ) se consideră în fază cu manivela\* când aceasta se află la  $p_{mi}$  (fig. 11.4 a); vectorii al căror ordin este un multiplu de patru ( $v = 4, 8, 12, \dots$ ) se consideră în opoziție\*\* cu manivela când aceasta

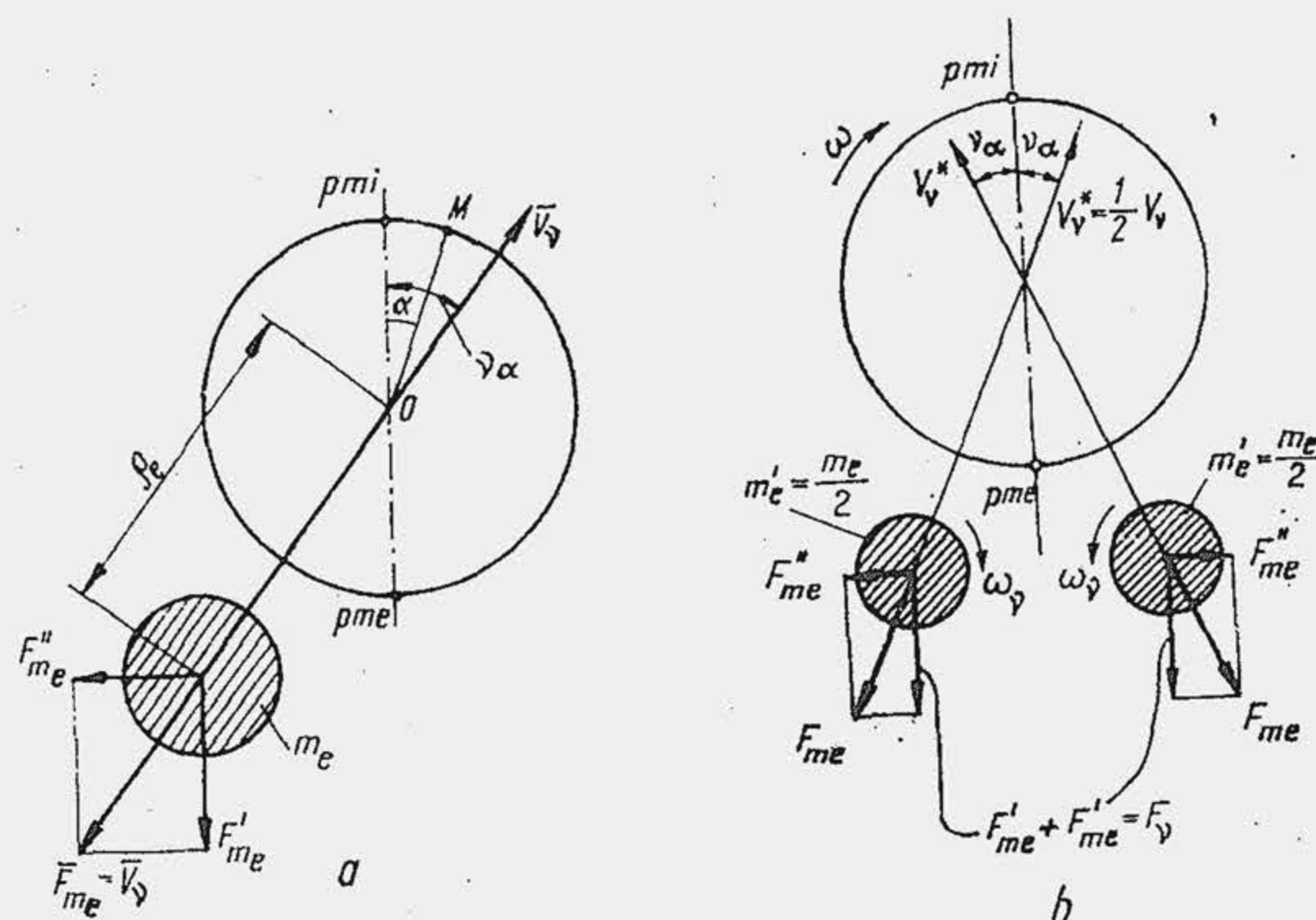


Fig. 11.5. Echilibrarea vectorului  $\bar{V}_v$  după prima interpretare (a) și a doua interpretare (b) a forței de inerție.

\* Dacă se consideră manivela ca un vector cu originea în axa de rotație a arborelui cotit, vectorul  $\bar{V}_v$  este în fază cu manivela când decalajul unghiular față de ea este nul.

\*\* Armonicile  $v = 4, 8, 12, \dots$  sînt de semn schimbat în relația (11.2).

se află la  $p_{mi}$  (b). Pentru proiecțiile vectorilor pe axa cilindrului se admite aceeași convenție de semne ca și pentru forțe. Când proiecțiile vectorilor sînt îndreptate de la axa de rotație  $O$  spre  $p_{mi}$  ele sînt negative; când proiecțiile vectorilor sînt îndreptate de la axa de rotație  $O$  spre  $p_{me}$  ele sînt pozitive. Astfel definiți vectorii  $\bar{V}_v$ , proiecțiile lor pe axa cilindrului dau în fiecare moment chiar forța de inerție. De exemplu, se rotește manivela cu unghiul  $\alpha$  (c); vectorul de ordinul 2 se rotește cu unghiul  $2\alpha$  deoarece viteza unghiulară a lui este  $\omega_2 = 2\omega$ . Proiecția vectorului pe axa cilindrului (pentru  $\alpha < 45^\circ$ ) va fi

$$P_r(\bar{V}_2) = -m_A r (\omega_2/2)^2 b_2 \cos 2\alpha = -m_A r \omega^2 b_2 \cos 2\alpha,$$

ceea ce reprezintă chiar forța de inerție de ordinul 2 (din relația 11.2 rezultă  $F_2 = -m_A r \omega^2 b_2 \cos 2\alpha$ ). Se enunță:

**Teorema 1.** Forța de inerție de ordinul  $v$  este dată în fiecare moment de proiecția pe axa cilindrului a unui vector de mărime constantă egală cu  $m_A r (\omega_v/v)^2 b_v$ , care se rotește în sensul de rotație a manivelei cu viteza unghiulară constantă  $\omega_v = v\omega$  și este în fază cu manivela la  $p_{mi}$  când ordinul armoniciei nu este un multiplu de 4 și în opoziție cu manivela la  $p_{mi}$  când ordinul armoniciei este un multiplu de 4. Proiecțiilor vectorului li se aplică aceeași convenție de semne ca și forțelor de inerție.

Practic, vectorul  $\bar{V}_v$  se poate realiza cu ajutorul unei mase  $m_e$  care descrie o mișcare de rotație cu aceeași viteză unghiulară ca a vectorului  $\bar{V}_v$ . Întrucît pentru echilibrarea vectorului  $\bar{V}_v$  este necesar un vector de sens opus, masa se decalează cu  $180^\circ$  (fig. 11.5, a). Masa de echilibrare  $m_e$  se determină evident din condiția  $|\bar{V}_v| = |\bar{F}_{me}|$ ,

$$m_A r (\omega_v/v)^2 b_v = m_e \rho_e \omega^2,$$

unde  $\rho_e$  este distanța de la centrul de masă la axa de rotație, iar  $\omega_v$  — viteza unghiulară de rotație a masei.

În realitate nu interesează chiar echilibrarea vectorului  $\bar{V}_v$ , ci proiecția acestuia pe axa cilindrului, deoarece numai proiecția lui este egală cu forța  $F_A$  care lucrează întotdeauna după axa cilindrului. Dacă se face proiecția forței  $F_{me}$  se obține în adevăr echilibrarea forței  $F_v$  deoarece, potrivit definiției  $F'_{me} = F_v$ . În schimb, componenta  $F''_{me}$  rămîne neechilibrată. Astfel, nu se obține decât schimbarea planului de acțiune al forței  $F_A$ .

**A doua interpretare.** Prin analogie cu cazul precedent se enunță: **Teorema a 2-a.** Forța de inerție de ordinul  $v$  este dată în fiecare moment de proiecția pe axa cilindrului a doi vectori ( $\bar{V}_v^*$ ), de mărime constantă și egală cu  $(1/2) m_A \cdot r (\omega_v/v)^2 b_v$ , care se rotesc în sens invers unul față de altul, cu viteza unghiulară constantă  $\omega_v = v\omega$  și sînt în fază cu manivela la  $p_{mi}$  când ordinul armoniciei nu este un multiplu de 4 și în opoziție cu manivela la  $p_{mi}$  când ordinul armoniciei este un multiplu de 4. Cei doi vectori se echilibrează (fig. 11.5, b) utilizînd două mase  $m'_e = m_e/2$ , care sînt simetrice față de axa cilindrului și se rotesc în sens invers cu viteza unghiulară  $\omega_v$ . Evident, suma proiecțiilor pe axa cilindrului dă forța de inerție  $2F'_{me} = F_v$ , iar proiecțiile normale la axa cilindrului se anulează. Echilibrarea armonicilor forței  $F_A$  complică construcția motorului. Soluția este scumpă și a fost aplicată numai pentru primele două armonici (fig. 11.6), utilizînd patru arbori suplimentari pe care se fixează masele de echilibrare, doi cîte doi rotindu-se cu viteza unghiulară  $\omega$  și  $2\omega$ . Pentru armonicile de ordin superior, vitezele unghiulare devin periculoase. De pildă, pentru  $v = 6$  și  $n = 5000$ , turația arborelui de echilibrare este egală cu 30 000 rot/min.



Cel mai adesea, forța  $F_A$  rămâne neechilibrată, iar la unele motoare monocilindrice speciale se utilizează un arbore cotit cu două coturi suplimentare pe care lucrează câte un mecanism fals, piston-bielă-manivelă, destinat numai echilibrării.

### 11.3. ECHILIBRAREA MOTOARELOR POLICILINDRICE ÎN LINIE

#### 11.3.1. ECHILIBRAREA FORȚELOR $F_R$

Forțele  $F_R$  sînt constante ca mărime, egale pentru toți cilindrii și sînt în fază cu manivelele, indiferent de pozițiile arborelui cotit. Repartiția uniformă a manivelor în jurul axei de rotație, ca o consecință a îndeplinirii condiției de uniformitate a aprinderilor, produce un efect favorabil asupra echilibrării forțelor  $F_R$  deoarece acestea se vor repartiza și ele uniform în jurul axei de rotație (v. fig. 11.2), iar rezultanta lor va fi nulă.

**Teorema 1:** la motoarele cu  $i$  cilindri identici în linie, cu aprinderi uniform repartizate, forțele  $F_R$  au o rezultantă nulă. Forțele  $F_R$  se echilibrează reciproc, fără mase de echilibrare.

#### 11.3.2. ECHILIBRAREA MOMENTELOR FORȚELOR $F_R$

Forțele  $F_R$  lucrează în planuri diferite (fig. 11.7) din care cauză iau naștere momente care se transmit reazemelor. Deoarece forțele  $F_R$  formează un sistem

← Fig. 11.6. Echilibrarea forțelor  $F_A$  de ordinul 1 și 2.

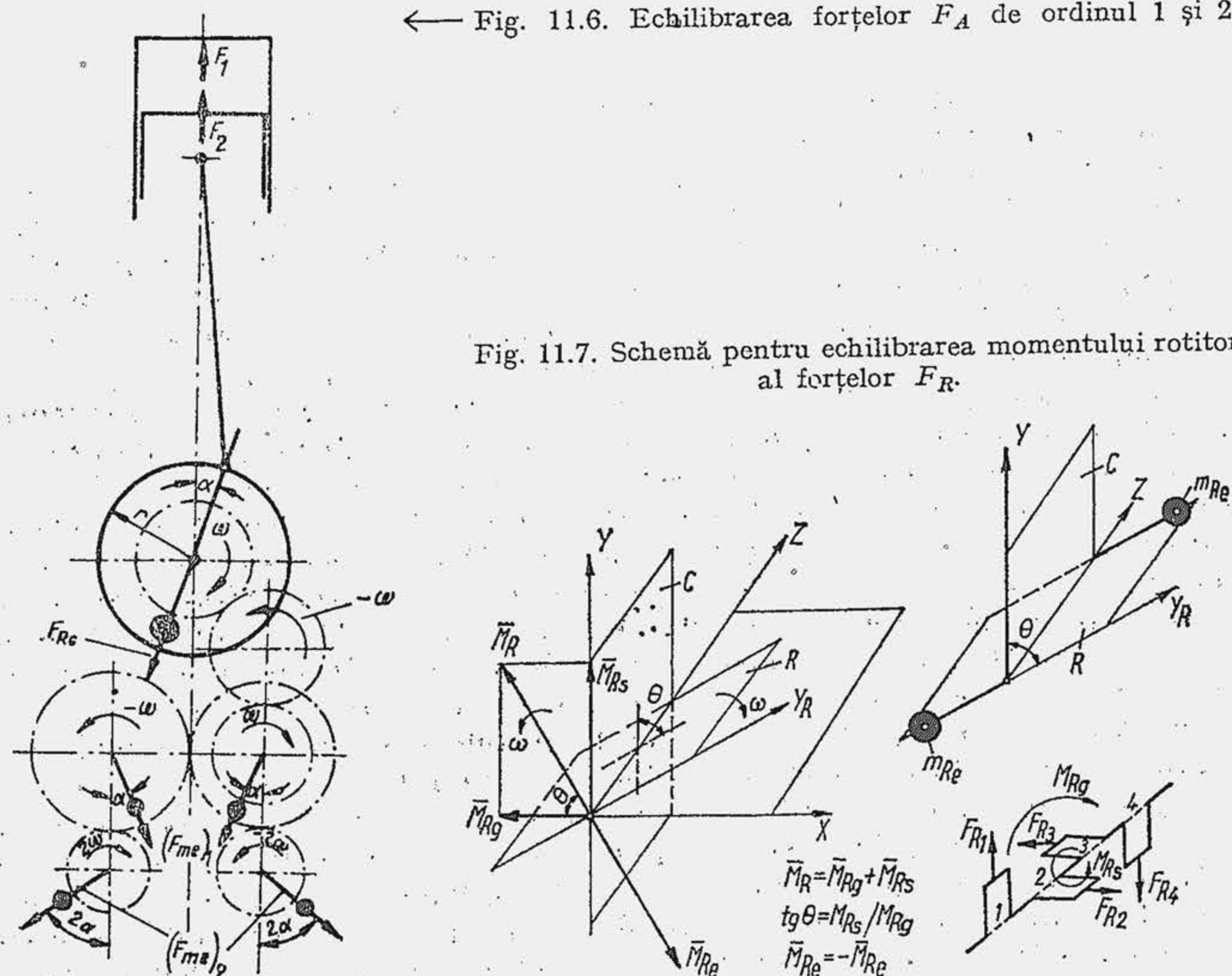


Fig. 11.7. Schemă pentru echilibrarea momentului rotitor al forțelor  $F_R$ .

indeformabil, momentul resultant  $M_R$  va fi constant ca mărime și va lucra într-un plan  $Y_R O Z$ , fix față de arborele cotit. Întrucît arborele cotit se rotește, momentul  $M_R$  precum și planul  $Y_R O Z$  se rotesc la rîndul lor cu aceeași viteză unghiulară. Momentul  $M_R$  se numește *moment rotitor* și se reprezintă prin vectorul moment  $\vec{M}_R$  care este normal pe planul rotitor  $R$  sau  $Y_R O Z$ . Momentul rotitor își schimbă direcția în raport cu părțile fixe ale motorului, de aceea el produce trepidații pe reazeme (este un moment extern). Momentul rotitor se descompune în două componente: momentul de galop ( $\vec{M}_{Rg} = \vec{M}_R \cos \theta$ ) și momentul de șerpuire ( $\vec{M}_{Rs} = \vec{M}_R \sin \theta$ ). Întrucît  $\theta$  variază de la  $0^\circ$  la  $360^\circ$ , cele două componente sînt mărimi pulsatorii: momentul  $M_{Rs}$  produce bascularea motorului în planul  $NC$ ; momentul  $M_{Rg}$  produce bascularea motorului în planul  $C$ .

Vectorul  $\vec{M}_R$  fiind rotitor se echilibrează cu un vector rotitor  $\vec{M}_{Re}$  egal și de semn contrar. Momentul rotitor de echilibrare  $M_{Re}$  se produce cu o pereche de mase de echilibrare  $m_{Re}$  care se rotesc în același sens cu arborele cotit, cu aceeași viteză unghiulară  $\omega$  și se situează în planul  $R$ .

Momentul extern  $M_R$  se determină în mai multe feluri. O metodă simplă dar laborioasă se arată rezumativ în tabela (11.2) și figurile de referință (11.8) și (11.9). Principiul metodei constă în descompunerea forțelor  $F_R$  în două componente, după direcțiile  $X$  și  $Y$ . Se calculează momentele de galop și șerpuire în planele  $YOZ$  și  $XOZ$ , se face însumarea vectorială și se determină apoi unghiul de decalaj între planele  $C$  și  $R$ . Masele de echilibrare  $m_{Re}$  se dispun în planul  $R$  astfel încît momentul cuplului de forțe  $F_{Re} F_{Re}$  pe care-l produc să fie de sens opus momentului  $M_R$ . Momentele extern  $M_R$  se calculează față de un punct de referință  $O$  ales arbitrar (întrucît nu influențează valoarea) pe axa arborelui cotit (la mijlocul arborelui sau la o extremitate, la

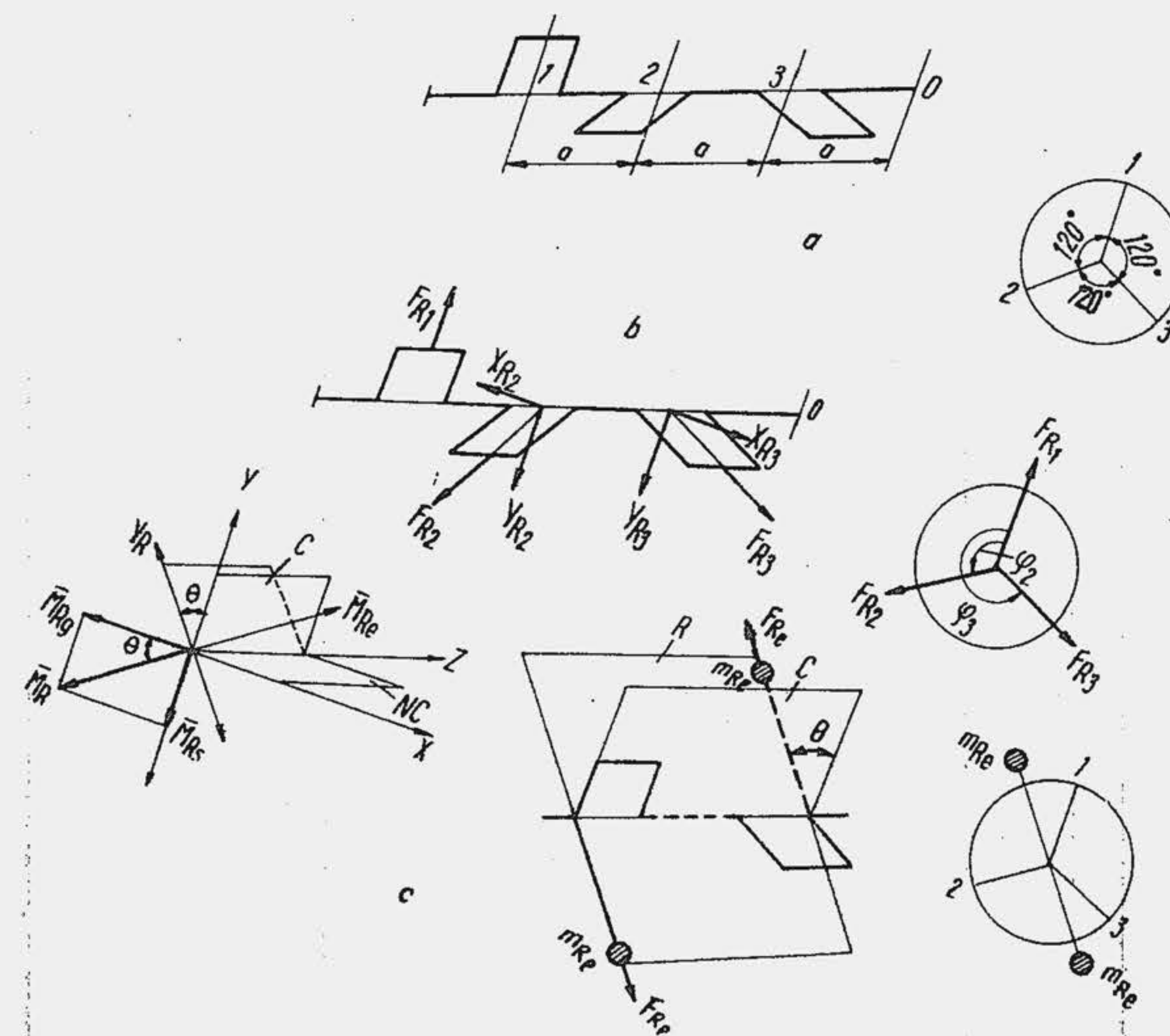


Fig. 11.8. Echilibrarea momentului rotitor la motorul cu trei cilindri.



Determinarea momentului forțelor  $F_R$  la motoarele în patru timpi, în linie

Numărul citiților	Decalajul		Figura de referință	Componentele după $Y, X^*)$	Mărire momentelor
	Dintre aprinderi	Dintre manivele			
3	240°	$\varphi_1 = 0^\circ$ $\varphi_2 = 120^\circ$ $\varphi_3 = 240^\circ$	11.8	$Y_{R_1} = F_R \cos \varphi_1$ $Y_{R_2} = F_R \cos \varphi_2 = -0,5 F_R$ $Y_{R_3} = F_R \cos \varphi_3 = -0,5 F_R$ $X_{R_1} = 0$ $X_{R_2} = F_R \sin \varphi_2 = -0,866 F_R$ $X_{R_3} = 0,866 F_R$	$M_{R_0} = Y_{R_1} \cdot 3a + Y_{R_2} \cdot 2a + Y_{R_3} \cdot a =$ $= F_R(3a - a - 0,5a) = 1,5a F_R$ $M_{R_s} = X_{R_2} \cdot 2a + X_{R_3} \cdot a =$ $= F_R(1,732a - 0,866a) = 0,866a F_R$ $M_R = F_R \sqrt{(1,5a)^2 + (0,866a)^2} = \sqrt{3} a F_R$ $\text{tg } \theta = M_{R_s} / M_{R_0} = 0,866 / 1,5$ $\theta = 30^\circ$
4	180°	$\varphi_1 = 0^\circ$ $\varphi_2 = 180^\circ$ $\varphi_3 = 360^\circ$ $\varphi_4 = 540^\circ$	11.9, a	$Y_{R_1} = F_R$ $Y_{R_2} = -F_R$ $Y_{R_3} = F_R$ $Y_{R_4} = -F_R$ $X_{R_1} = X_{R_2} = X_{R_3} = X_{R_4} = 0$	$M_{R_0} = Y_{R_1} \cdot 4a + Y_{R_2} \cdot 3a + Y_{R_3} \cdot 2a + Y_{R_4} \cdot a =$ $= F_R(4a - 3a + 2a - a) = 2a F_R$ $M_{R_s} = 0$ $M_R = 2a F_R$
4	180°	$\varphi_1 = 0^\circ$ $\varphi_2 = 180^\circ$ $\varphi_3 = 540^\circ$ $\varphi_4 = 360^\circ$	11.9, b	$Y_{R_1} = F_R$ $Y_{R_2} = -F_R$ $Y_{R_3} = -F_R$ $Y_{R_4} = F_R$ $X_{R_1} = X_{R_2} = X_{R_3} = X_{R_4} = 0$	$M_{R_0} = Y_{R_1} \cdot 4a + Y_{R_2} \cdot 3a + Y_{R_3} \cdot 2a + Y_{R_4} \cdot a =$ $= F_R(4a - 3a - 2a + a) = 0$ $M_{R_s} = 0$ $M_R = 0$

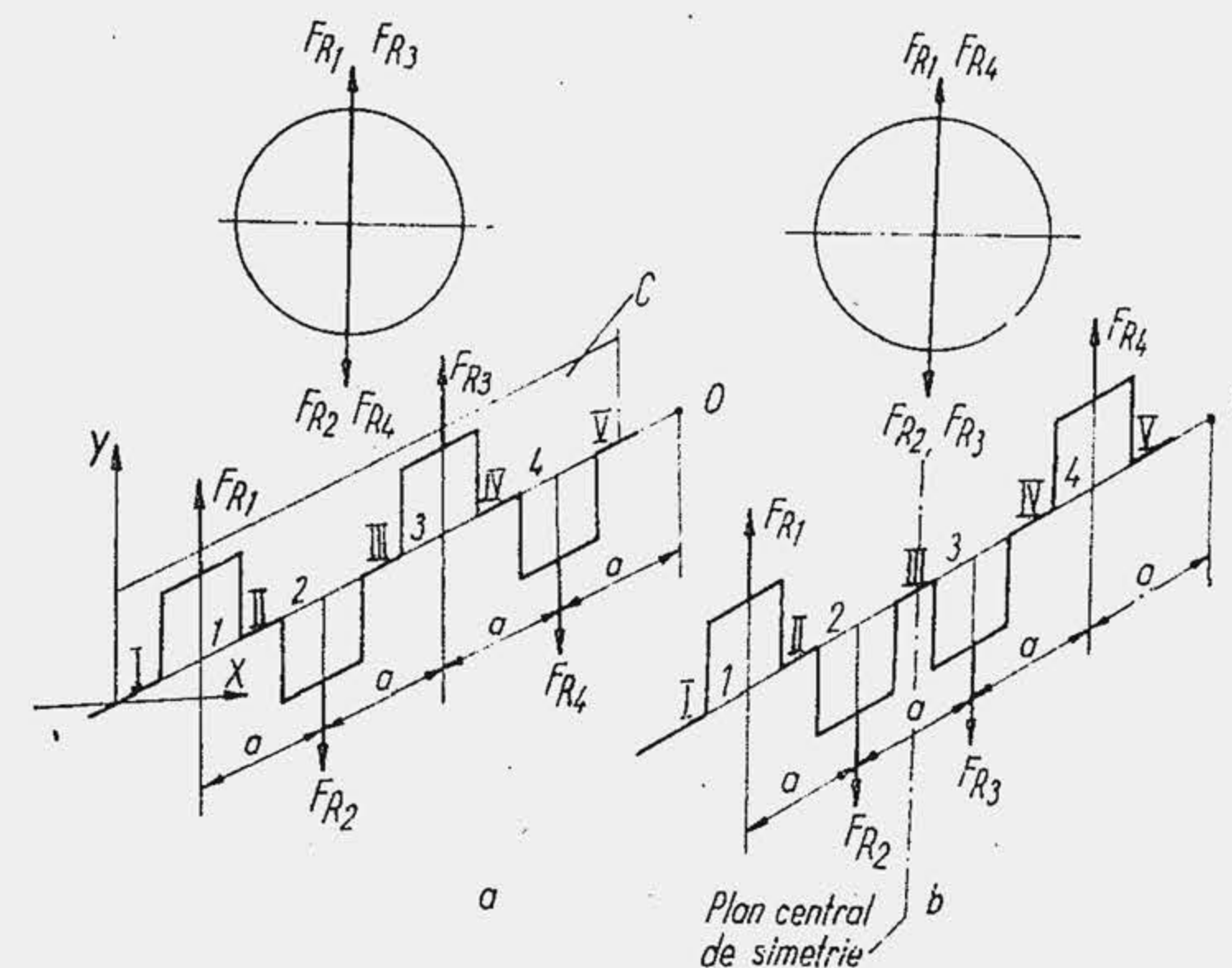
\*)  $F_R = m_R \omega^2$ .

Fig. 11.9. Echilibrarea momentului rotitor la motorul cu patru cilindri în patru timpi.

distanța  $a$  de ultimul cilindru). Se consideră cazul frecvent al motorului, cu cilindrii așezați la distanță egală  $a$  și cu mase rotatorii  $m_R$  egale. Primul exemplu de calcul îl constituie un motor cu trei cilindri în patru timpi (fig. 11.8). El ilustrează cazul general al motorului cu număr impar de cilindri, în doi sau patru timpi. Momentul  $M_R$  este produsul dintre forța  $F_R = m_R \omega^2$  și o distanță de  $\sqrt{3}$  ori mai mare decât  $a$ . El se echilibrează complet cu masele  $m_{Re}$  așezate în planul  $R$  decalat cu  $\theta \approx 30^\circ$  față de planul  $C$ , în sens trigonometric. Următoarele două exemple de calcul (fig. 11.9) se referă la motorul cu patru cilindri în patru timpi și ilustrează cazul motoarelor cu număr par de cilindri în patru timpi, care respectă condiția uniformității aprinderilor. Întrucât toate coturile sînt în același plan, momentul  $M_R$  se determină simplu, fixînd planul manivelor în planul  $C$ . Se obține  $M_R = M_{R_0}$ . În exemplul  $a$ ,  $M_R \neq 0$ , dar în exemplul  $b$ , care reprezintă un arbore cu plan central de simetrie (v. par. 10.8.1)  $M_R = 0$ .

**Teorema 2.** La motorul în patru timpi, cu număr par de cilindri identici, în linie, cu aprinderi uniform repartizate, cu plan central de simetrie, momentul extern al forțelor  $F_R$  este nul. La motoarele cu număr par de cilindri în doi timpi, manivelele fiind în opoziție (v. fig. 11.7) momentul  $M_R$  nu se autoechilibrează. Pentru echilibrare se procedează ca în cazul  $i = \text{impar}$ . Soluția de arbore cu plan central de simetrie definește parțial poziția relativă a coturilor în lungul arborelui cotit.

Din figura (11.9, b) rezultă: a) forțele  $F_R$  încarcă reazemele intermediare II și IV cu un moment intern ( $M_{R_{II}} = M_{R_{IV}} = a F_R$ ); b) forțele  $F_R$  încarcă lagărele extreme I, V și lagărul median III cu reacțiuni. Așadar, deși dezechilibrul extern al arborelui cotit este nul, există un dezechilibru intern, periculos pentru lagăre și carter. Dezechilibrul intern se atenuează sau se elimină cu ajutorul unor mase de echilibrare.

Există mai multe metode de echilibrare internă (fig. 11.10):

1) se echilibrează forțele  $F_R$  fixînd mase de echilibrare la capetele fiecărui braț (a).

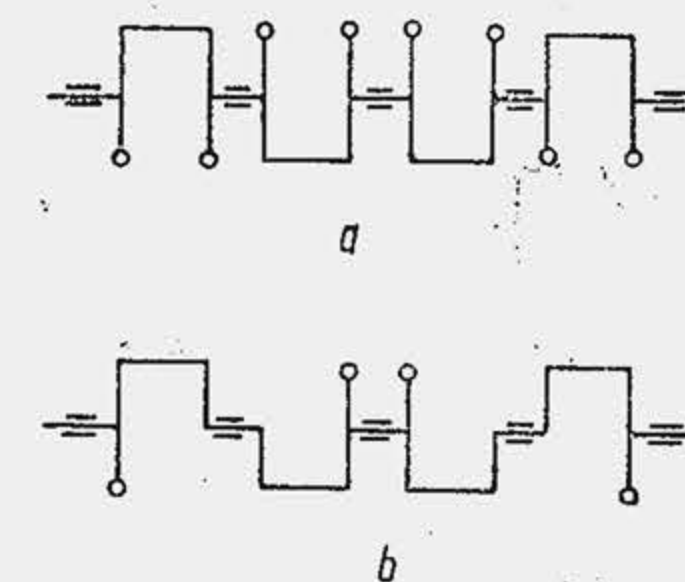


Fig. 11.10. Echilibrarea momentului rotitor prin mase de echilibrare la motorul în patru timpi cu patru cilindri.



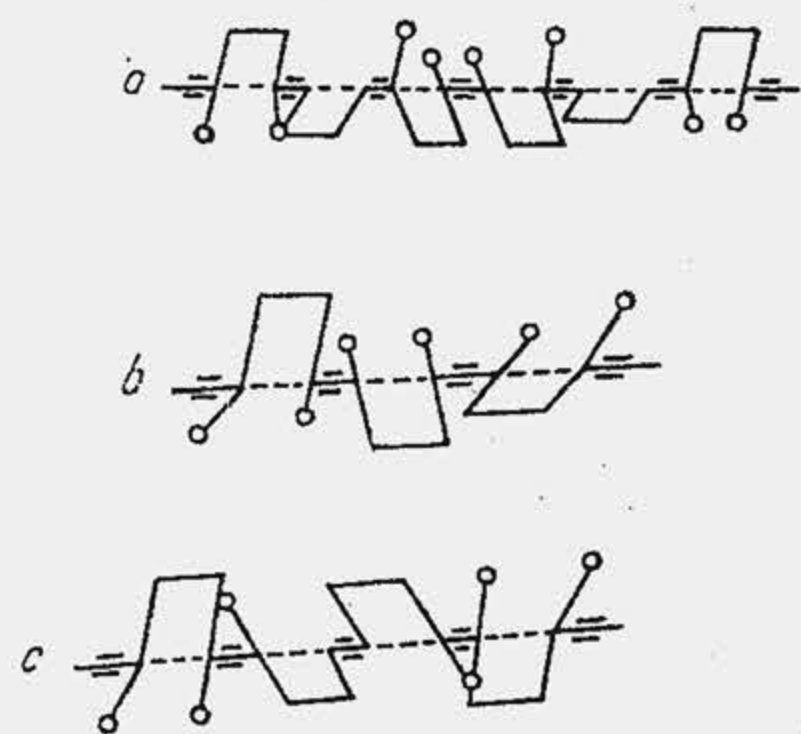


Fig. 11.11. Echilibrarea momentului rotitor la motorul cu șase cilindri (a), trei cilindri (b) și patru cilindri (c).

Soluția poartă numele de „echilibrare cot cu cot”, elimină efectul momentului intern și descarcă complet lagărele paliere de acțiunea forțelor  $F_R$ . Ca dezavantaje ale soluției se menționează o tehnologie de fabricație mai complicată, o creștere a masei arborelui cotit (cu reducerea frecvenței proprii v. par. 14.4.3) și o sporire a costului. Soluția sporește însă durabilitatea arborelui cotit și a lagărelor, de aceea se utilizează la motoarele de autocamioane grele;

2) se echilibrează momentul intern, fixând mase de echilibrare la brațele extreme ale unui ansamblu de două coturi (b) „echilibrarea de ansamblu”; rezultă reducerea maselor de echilibrare, deoarece sporește

distanța dintre ele, în plus, unele paliere se descarcă parțial de forțele  $F_R$ . Astfel, se simplifică construcția arborelui cotit și se micșorează masa lui;

3) în zilele noastre la un număr de modele de motoare rapide se elimină dezechilibrul extern prin utilizarea arborelui cu plan central de simetrie, dar nu se prevăd mase pentru echilibrarea internă. Ca urmare, se simplifică tehnologia de fabricație, se micșorează masa arborelui, se mărește frecvența proprie, se reduce costul. Durabilitatea motorului este mai mică. În figura (11.11) se arată câteva soluții cu mase de echilibrare. Soluțiile (b) și (c) realizează simultan echilibrarea externă și internă.

### 11.3.3. ECHILIBRAREA FORȚELOR $F_A$

Echilibrarea forțelor  $F_A$  la motoarele policilindrice ridică problema însumării forțelor  $F_A^i$  generate în fiecare din cei  $i$  cilindri, adică problema determinării rezultantei  $R_A = \sum F_A^i$ . Însumarea este dificilă deoarece forțele  $F_A^i$  deși lucrează numai după axa cilindrului sînt variabile ca mărime și sens (v. rel. 2.2, tab. 11.1, a). De aceea, se recurge la însumarea armonicilor  $F_v^i$  din fiecare cilindru și se obține rezultanta armonicilor de un ordin dat  $v(R_v)$  pentru toți cilindrii, adică,

$$R_v = \sum_1^i F_v^i$$

În figura 11.12 se reprezintă forțele de inerție de ordinul 1 ( $F_1 = m_A r \omega^2 \cos \alpha$ ) și ordinul 2 ( $F_2 = -m_A r \omega^2 \Lambda \cos 2\alpha$ ) pentru un motor cu patru cilindri în patru timpi (unghiul dintre manivele este  $720^\circ/4 = 180^\circ$ ). Pentru cilindri 1 și 4,  $\alpha = 0$ ; evident

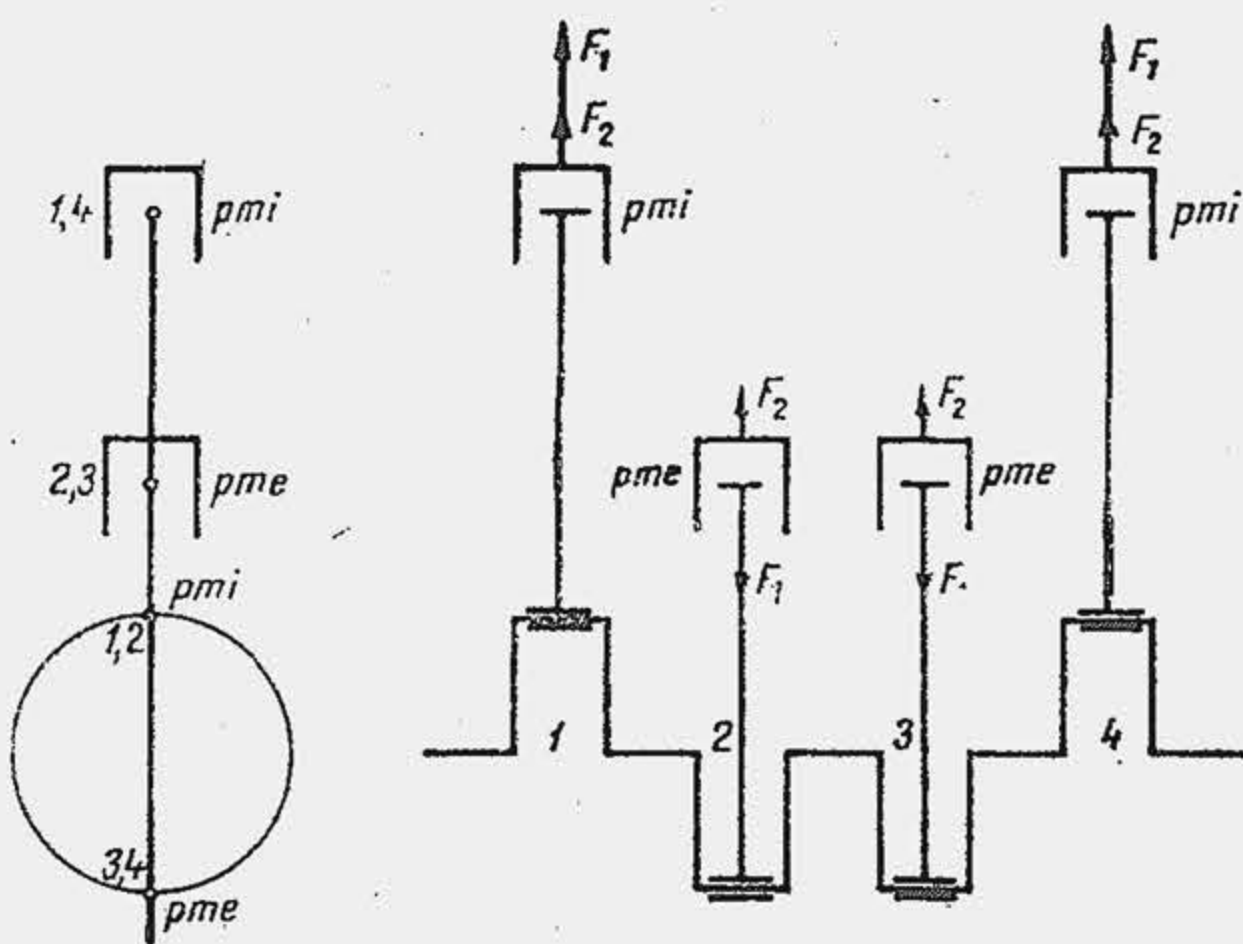


Fig. 11.12. Armonicile de ordinul 1 și 2 la motorul în patru timpi, cu patru cilindri.

$F_1^1 = -m_A r \omega^2$  și  $F_1^4 = -m_A r \omega^2$ ;  $F_2^1 = -m_A r \omega^2 \Lambda$  și  $F_2^4 = m_A r \omega^2 \Lambda$ . Manivelele cilindrilor 2 și 3 sînt rotite cu  $\alpha = 180^\circ$ , deci  $F_1^2 = m_A r \omega^2$  și  $F_1^3 = m_A r \omega^2$ ;  $F_2^2 = -m_A r \omega^2 \Lambda$  și  $F_2^3 = -m_A r \omega^2 \Lambda$ . Așadar, rezultanta forțelor de inerție de ordinul 1 pentru cei 4 cilindri este  $R_1 = \sum F_1^i = 0$ , dar rezultanta forțelor de inerție de ordinul 2 este  $R_2 = \sum F_2^i = 4 F_2^1$ .

Pentru scheme complicate de arbori cotați, la care manivelele sînt în planuri diferite, însumarea forțelor de inerție mai ales cele de ordin superior, nu poate fi realizată decît pe baza unei teoreme generale. Pentru stabilirea acesteia se observă că echilibrarea componentelor forțelor  $F_A$ , adică a armonicilor  $F_v$  și a momentelor lor, se poate reduce la echilibrarea vectorilor care interpretează forțele  $F_A$ , respectiv la echilibrarea momentelor acestor vectori. Întrucît forțele  $F_A$  de un ordin  $v$  lucrează numai în planul cilindrilor rezultanta lor este egală cu: 1) rezultanta după axa cilindrilor a proiecțiilor vectorilor care le interpretează; 2) proiecția rezultantei vectorilor. Cele două modalități de însumare se exprimă matematic astfel:

$$R_v = \sum_1^i \text{Pr}(\bar{V}_v^i) \text{ (a)}; \quad R_v = \text{Pr} \sum_1^i \bar{V}_v^i \text{ (b)}; \quad (11.4)$$

prin  $\text{Pr}$  se înțelege proiecția pe axa cilindrilor a vectorilor. Condiția a doua oferă o soluție mai operativă de însumare. Dacă  $\sum \bar{V}_v^i = 0$  evident  $R_v = 0$ , dar  $R_v = \sum F_v^i = 0$ . Ca urmare, metodele care echilibrează vectorii vor echilibra și armonicile respective, interpretate de vectori. În mod analag, echilibrarea momentelor forțelor  $F_A$  poate fi urmărită prin echilibrarea momentelor vectorilor care interpretează forțele  $F_A$ .

**Echilibrarea forțelor  $F_A$  pentru motoarele în patru timpi.** Se consideră un motor în patru timpi cu  $i$  cilindri identici, cu aprinderi uniform repartizate. Se ia ca referință o manivelă oarecare, care face cu  $\phi_{mi}$  unghiul  $\alpha$  (fig. 11.13). Considerînd drept origine  $\phi_{mi}$ , celelalte manivele vor face cu direcția  $OM$  unghiurile  $\alpha + 4\pi/i$  (decalajul dintre manivele este  $4\pi/i$ )  $\alpha + 2(4\pi/i)$ ,  $\alpha + 3(4\pi/i)$  sau în general

$$\alpha + (p - 1)4\pi/i, \quad (11.5)$$

unde  $p = 1$  pentru manivela cilindrului 1 și  $p = i$  pentru manivela ultimului cilindru. Vectorii  $\bar{V}_v^i$  care interpretează armonicile  $F_v$  vor face cu direcția  $OM$

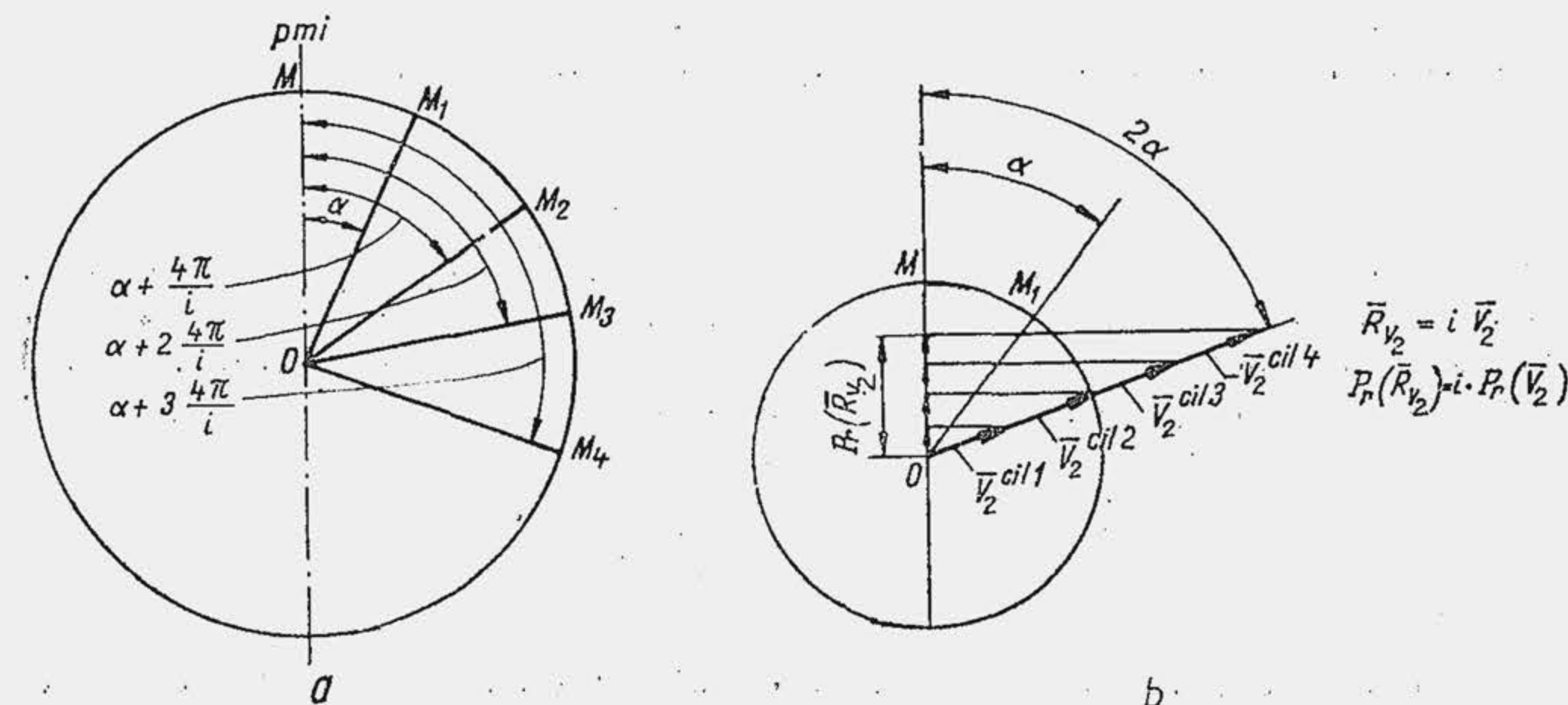


Fig. 11.13. Unghiurile dintre manivele și axa cilindrului (a) și rezultanta vectorilor de ordinul 2 (b) la motorul în patru timpi.



Tabela 11.3

Unghiurile vectorilor de ordinul  $v$  cu axa cilindrului

Apartenența vectorului	Unghiul dintre manivelă și direcția OM	Unghiul dintre vector și direcția OM
$\bar{V}_v^{cil 1}$	$\alpha$	$v\alpha$
$\bar{V}_v^{cil 2}$	$\alpha + 4\pi/i$	$v[\alpha + 4\pi/i] = v\alpha + v4\pi/i$
$\bar{V}_v^{cil 3}$	$\alpha + 2 \cdot 4\pi/i$	$v[\alpha + 2 \cdot 4\pi/i] = v\alpha + 2 \cdot v4\pi/i$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$\bar{V}_v^{cil i}$	$\alpha + (p - 1)4\pi/i$	$v[\alpha + (p - 1)4\pi/i] = v\alpha + (p - 1)v4\pi/i$

(axa cilindrului) unghiurile precizate în tabela 11.3. Deci, decalajul unghiular al vectorilor rotitori de un ordin dat  $\bar{V}_v$  se află în progresie aritmetică cu rația  $v4\pi/i$ . Se pot ivi două cazuri caracteristice:

1) rația progresiei este un multiplu întreg de  $2\pi$ , adică  $2K\pi$  (unde  $K = 1, 2, 3, \dots$ ), ceea ce înseamnă că  $v \cdot 4\pi/i = 2K\pi$  sau

$$v = K i/2. \quad (11.6)$$

Întrucât decalajul unghiular dintre vectori este  $2\pi$  rezultă că toți vectorii au aceeași direcție și sens, deci au o rezultantă, a cărei proiecție pe axa cilindrului este de  $i$  ori proiecția unui vector  $\bar{V}_v$ , adică

$$R_v = \text{Pr} \sum_1^i \bar{V}_v^i = i \cdot \text{Pr} \bar{V}_v^1 = \sum F_v^i = i F_v^1. \quad (11.7)$$

Presupunând că manivela 1 face cu direcția OM unghiul  $\alpha$  și se urmăresc vectorii de ordinul 2 pentru un motor cu patru cilindri se obține figura 11.13, b. Condiția (11.6) arată că dacă armonicile forței  $F_A$  sînt de un ordin  $v$  egal cu un multiplu de  $i/2$  ele dau o rezultantă generală de  $i$  ori mai mare decît armonica unui cilindru (11.7) și prin urmare nu sînt echilibrate;

2) rația progresiei nu este un multiplu întreg de  $2\pi$  adică

$$v \neq K i/2, \quad (11.8)$$

În acest caz vectorii nu mai sînt în fază; deoarece decalajul unghiular dintre ei este în progresie aritmetică rezultă că ei vor fi uniform repartizați în jurul unui punct. Întrucît vectorii au aceeași mărime, rezultanta lor va fi nulă, deci și suma armonicilor va fi nulă, adică

$$\sum_1^i \bar{V}_v^i = 0 = \sum_1^i F_v^i. \quad (11.9)$$

De pildă, pentru un motor cu patru cilindri, forțele  $F_v$  de ordinul 1 îndeplinesc condiția (11.8):  $1 \neq K \cdot 4/2$ . Cum vectorii de ordinul 1 au viteza unghiulară  $\omega_1 = \omega$  rezultă că sînt în fază cu manivelele. Deci, pentru soluția de arbore

cotit din figura 11.14, a cînd manivela cilindrului 1 se rotește cu unghiul  $\alpha$  se obține stelajul din (b) iar vectorii de ordinul 1 se distribuie uniform în jurul punctului O și dau o rezultantă nulă (c).

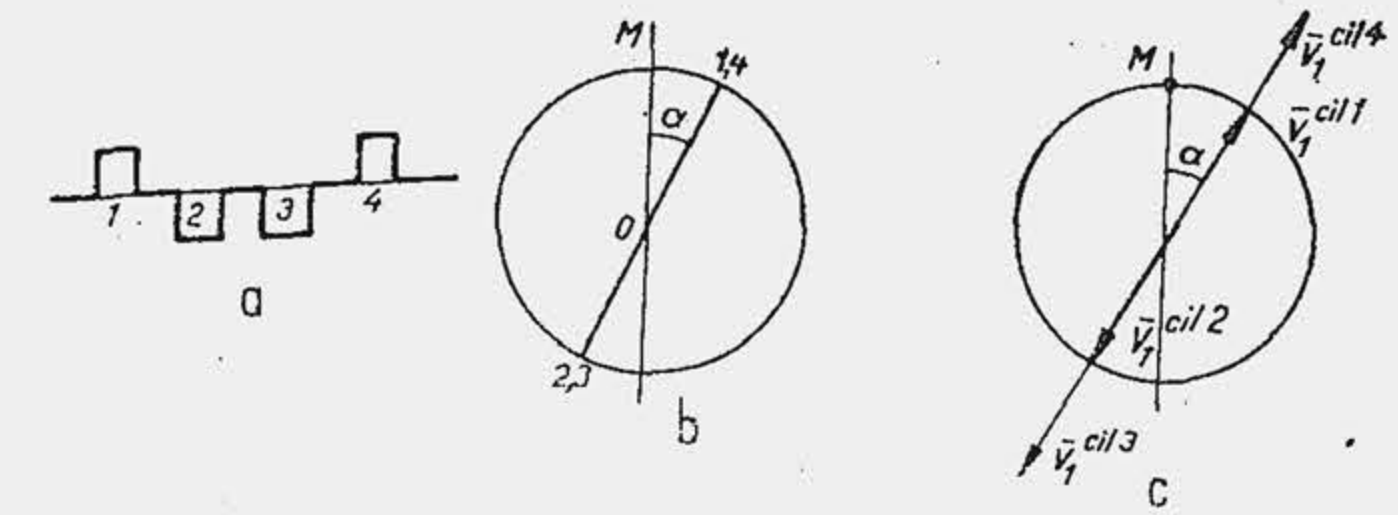


Fig. 11.14. Schema arborelui cotit cu manivele în fază (a), steaua manivelor (b) și vectorii de ordinul 1 (c).

**Teorema 3.** La motorul axat în patru

timpi, cu  $i$  cilindri identici, în linie,  $i$  fiind un număr par, cu aprinderi uniform repartizate, toate forțele de inerție al căror ordin  $v$  nu este un multiplu întreg de jumătatea numărului de cilindri ( $i/2$ ) au o rezultantă nulă; forțele de inerție al căror ordin  $v$  este un multiplu întreg de jumătatea numărului de cilindri ( $i/2$ ) au o rezultantă egală cu de  $i$  ori forța de inerție pentru un cilindru. Teorema este ilustrată în tabela 11.4.

Se aplică teorema pentru motoarele cu 2, 4, 6, 8 cilindri. Rezultatele sînt sistematizate în tabela 11.5. În cazul motorului cu 2 cilindri forțele de inerție de toate ordinele dau o rezultantă care nu se anulează. Motorul are un echilibraj nesatisfăcător. În cazul motorului cu patru cilindri se anulează numai armonicile de ordinul 1, ceea ce este foarte important deoarece forța de ordinul 1 are cea mai mare valoare. Motorul are un echilibraj mediu, întrucît subsistă toate celelalte armonici. Motorul cu șase cilindri are un echilibraj excelent, deoarece nu numai că se anulează primele patru armonici (primele două sînt cele mai mari) dar se anulează și toate armonicile superioare care nu sînt un multiplu de șase. Se observă că, condiția (11.6) conduce și la armonici de ordin impar,

Tabela 11.4

Expresia matematică a teoremelor echilibrului forțelor  $F_A$  la motoarele în linie

Rația progresiei aritmetice	Ordinul armonicii	Rezultanta vectorilor	Rezultanta armonicilor
A. Motor în patru timpi			
$v \cdot \frac{4\pi}{i} = 2K\pi$	$v = K \frac{i}{2}$	$\sum_1^i \bar{V}_v^i \neq 0$	$\sum_1^i F_v^i \neq 0$
$v \cdot \frac{4\pi}{i} \neq 2K\pi$	$v \neq K \frac{i}{2}$	$\sum_1^i \bar{V}_v^i = 0$	$\sum_1^i F_v^i = 0$
B. Motor în doi timpi			
$v \cdot \frac{2\pi}{i} = 2K\pi$	$v = K i$	$\sum_1^i \bar{V}_v^i \neq 0$	$\sum_1^i F_v^i \neq 0$
$v \cdot \frac{2\pi}{i} \neq 2K\pi$	$v \neq K i$	$\sum_1^i \bar{V}_v^i = 0$	$\sum_1^i F_v^i = 0$

Observație. Egalitatea din coloana a 2-a produce o inegalitate în coloana a 4-a și invers



Tabela 11.5

Calitatea echilibrării motoarelor în patru timpi cu  $i$  cilindri în linie

Numărul cilindrilor	Condiția de existență a rezultantei armonicilor	Condiția de anulare a rezultantei armonicilor	Armonicile care subsistă	Armonicile care se anulează	Calitatea echilibrării
2	$v = K \cdot 1$	$v \neq K \cdot 1$	$F_1, F_2, F_4, F_6, F_8 \dots$	—	Redusă
4	$v = K \cdot 2$	$v \neq K \cdot 2$	$F_2, F_4, F_6, F_8 \dots$	$F_1$	Medie
6	$v = K \cdot 3$	$v \neq K \cdot 3$	$F_6, F_{12} \dots$	$F_1, F_2, F_4, F_8, F_{10} \dots$	Excelentă
8	$v = K \cdot 4$	$v \neq K \cdot 4$	$F_4, F_8, F_{12}$	$F_1, F_2, F_6, F_{10} \dots$	Bună

care s-au eliminat, motorul fiind axat. În fine, motorul cu 8 cilindri are și el un echilibraj bun, deoarece se anulează primele două armonici, precum și un număr de armonici de ordin superior, mai mic însă decât la motorul cu șase cilindri. Se conchide că din punctul de vedere al echilibrului, cea mai bună soluție de motor cu cilindri în linie este aceea cu șase cilindri. Urmează în ordine motorul cu opt cilindri și apoi cel cu patru cilindri. Motorul cu doi cilindri în linie are un echilibraj nesatisfăcător. În figura (11.15) s-au construit sistemele de vectori care interpretează forțele de inerție până la ordinul 6, pentru un motor cu șase cilindri a cărui soluție de arbore este arătată. Ca exemplificare, se urmărește construcția sistemului vectorilor de ordinul 4. Vectorii cilindrilor 1 și 6 ( $\vec{V}_1^4$  și  $\vec{V}_6^4$ ) sînt îndreptați spre  $pme$ , deoarece prin definiție sînt

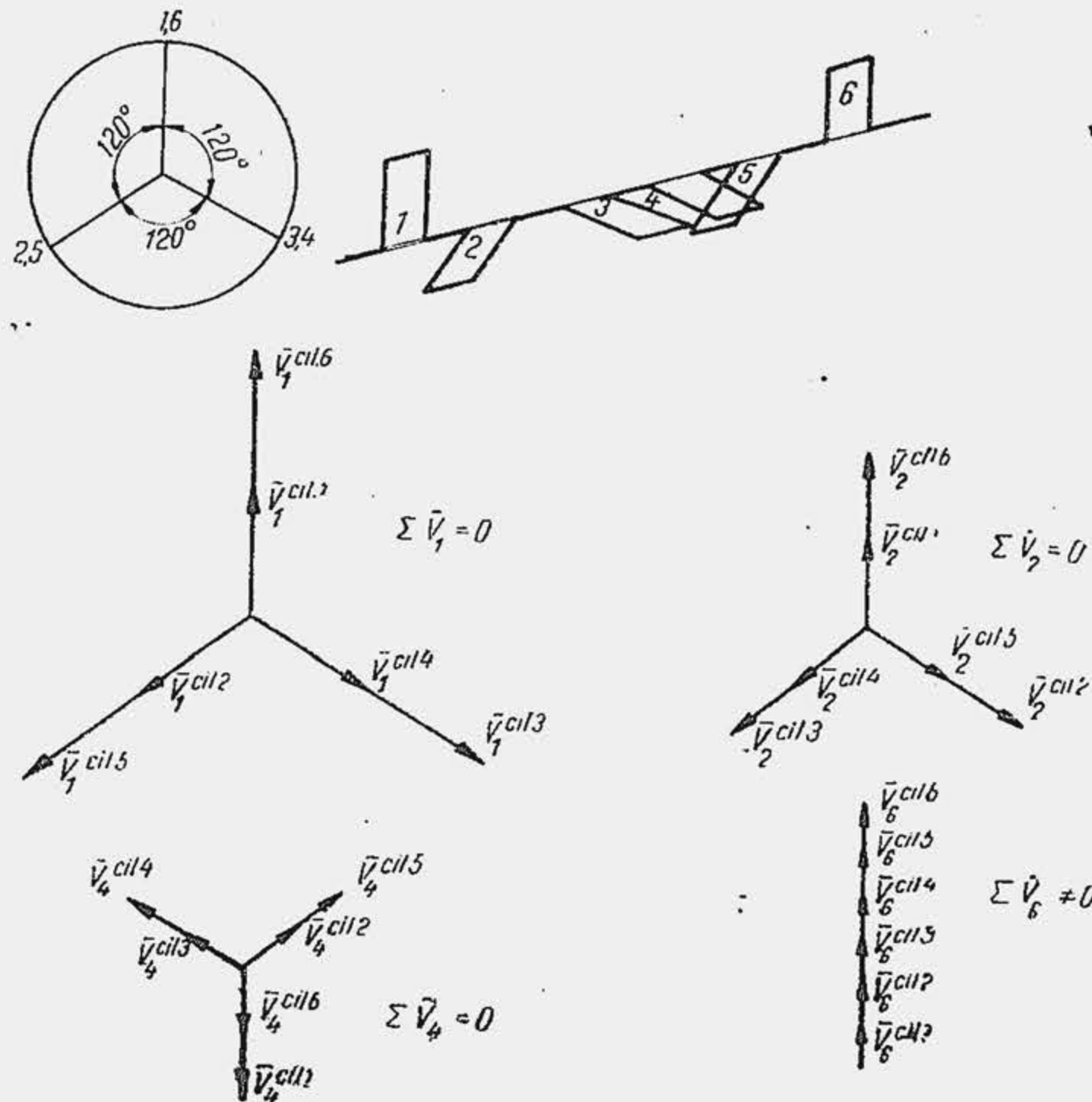


Fig. 11.15. Sistemele de vectori care interpretează armonicile 1, 2, 4, 6 pentru arborele cotit de șase cilindri.

în opoziție cu manivelele cînd acestea se află la  $pmi$ . Manivelele cilindrilor 3 și 4 sînt rotite cu  $120^\circ$  față de  $pmi$ , cum  $\omega_v = v\omega$  vectorii de ordinul 4 vor fi roțiți cu de  $4 \cdot 120^\circ = 480^\circ$  față de  $pme$ , originea vectorilor. Manivelele cilindrilor 2 și 5 fiind rotite cu  $240^\circ$ , vectorii respectivi  $\vec{V}_2^4$  și  $\vec{V}_5^4$  se vor roți cu de  $4 \cdot 240^\circ = 960^\circ$ , adică  $240^\circ$  față de origine ( $pme$ ).

**Echilibrarea forțelor  $F_A$  pentru motoarele în doi timpi.** Se consideră o manivelă oarecare, care face cu  $pmi$  unghiul  $\alpha$  (fig. 11.16). Celelalte manivele vor face cu  $pmi$  unghiurile  $\alpha + 2\pi/i$ ,  $\alpha + 2(2\pi/i)$  deoarece decalajul dintre manivele este  $2\pi/i$  sau în general  $\alpha + (p-1)2\pi/i$ . Urmărind raționamentul făcut pentru motoarele în patru timpi rezultă că decalajul unghiular dintre vectorii rotitori este în progresie aritmetică de rație  $v \cdot 2\pi/i$ . Dacă rația progresiei este un multiplu întreg de  $2\pi$ , deci  $v \cdot 2\pi/i = 2K\pi$ , rezultă

$$v = Ki, \quad (11.10)$$

vectorii se suprapun și dau o rezultantă de  $i$  ori mai mare decât vectorul  $\vec{V}_1^1$ . Dacă rația progresiei nu este un multiplu întreg de  $2\pi$ , deci

$$v \neq Ki, \quad (11.11)$$

vectorii nu se mai suprapun dar formează o figură de vectori egali, uniform repartizați în jurul unei axe, a căror rezultantă va fi nulă. Ca urmare și rezultanta forțelor de inerție de ordinul respectiv va fi nulă.

**Teorema 4.** La motorul axat, în doi timpi, cu  $i$  cilindri identici, în linie, cu aprinderi uniform repartizate, toate forțele de inerție al căror ordin  $v$  nu este un multiplu întreg de  $i$  cilindri, au o rezultantă nulă; forțele de inerție al căror ordin  $v$  este un multiplu întreg de  $i$  cilindri au o rezultantă egală cu de  $i$  ori forța de inerție pentru un cilindru (v. tab. 11.4).

La motorul în doi timpi cu aprinderi uniform repartizate, teorema echilibrului nu introduce restricții asupra parității numărului de cilindri, deoarece, manivelele sînt uniform decalate în jurul axei de rotații. La motorul în patru timpi cu aprinderi uniform repartizate și număr impar de cilindri, manivelele sînt de asemenea uniform decalate în jurul axei de rotație, soluția de arbore fiind asemănătoare cu aceea a motorului în doi timpi cu număr impar de cilindri. Și în acest caz se aplică teorema 4.

Se aplică teorema pentru motoarele cu 2, 3, 4, 6 cilindri. Rezultatele sînt sistematizate în tabela 11.6. Se observă că motorul cu doi cilindri în doi timpi are o echilibrare identică cu a motorului cu patru cilindri în patru timpi, motoarele cu 3 și 6 cilindri în doi timpi au o echilibrare identică cu motorul cu 6 cilindri în patru timpi, motorul cu 4 cilindri în doi timpi are o echilibrare identică cu motorul cu 8 cilindri în patru timpi. Așadar, în ce privește echilibrarea forțelor  $F_A$  motoarele în doi timpi sînt superioare motoarelor în patru timpi la același număr de cilindri.

De aceea, la unele motoare în patru timpi se adoptă soluția de arbore de la motorul în doi timpi, adică în locul unui arbore cu manivelele în fază se folosește un arbore cu manivelele în opoziție. Această concepție se ilustrează

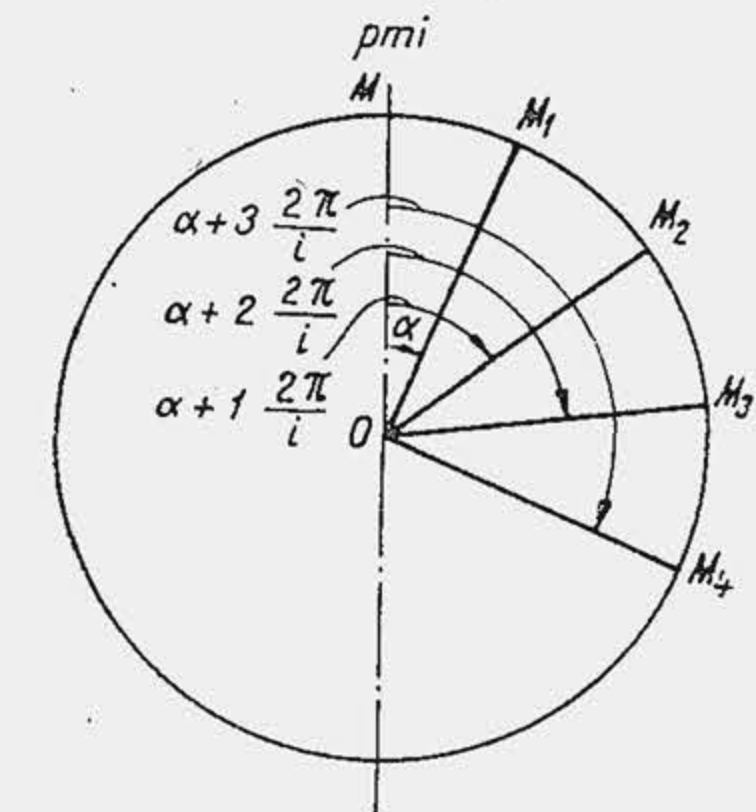


Fig. 11.16. Unghiurile dintre manivele și axa cilindrului la motorul în doi timpi.



Tabela 11.6

Calitatea echilibrării motoarelor în doi timpi cu  $i$  cilindri în linie

Numărul cilindrilor	Condiția de existență a rezultantei armonicilor	Condiția de anulare a rezultantei armonicilor	Armonicile care subsistă	Armonicile care se anulează	Calitatea echilibrării
2	$\nu = K \cdot 2$	$\nu \neq K \cdot 2$	$F_2, F_4, F_6, F_8 \dots$	$F_1$	Medie
3	$\nu = K \cdot 3$	$\nu \neq K \cdot 3$	$F_6, F_{12} \dots$	$F_1, F_2, F_4, F_8 \dots$	Excelentă
4	$\nu = K \cdot 4$	$\nu \neq K \cdot 4$	$F_4, F_8, F_{12}$	$F_1, F_2, F_6, F_{10}$	Bună
6	$\nu = K \cdot 6$	$\nu \neq K \cdot 6$	$F_6, F_{12} \dots$	$F_1, F_2, F_4, F_8$	Excelentă

pentru motorul în patru timpi cu doi cilindri (fig. 11.17, *a*, și *b*). Soluția (*a*) cu manivelele în fază ( $\delta = 720^\circ/2 = 360^\circ$ ) nu echilibrează nici o armonică; soluția (*b*) cu manivelele în opoziție ( $\delta = 360^\circ/2 = 180^\circ$ ) echilibrează armonică de ordinul 1, care este și cea mai mare. În schimb, soluția (*b*) sacrifică condiția uniformității aprinderilor și în consecință motorul va avea un grad de neuniformitate a mișcării  $\delta_\omega$  mai mare sau, la același grad  $\delta_\omega$  va pretinde un volant cu masa mai mare (în rel. 10.53 aria  $A_{12}$  este  $A_1$  în cazul *a* și  $A_1 - A_2 + A_3$  în cazul *b*).

Într-un studiu elaborat recent [4] s-a constatat că în ultimele două decenii s-a fabricat o mare varietate de motoare cu doi cilindri. Cele 68 modele de fabricație europeană și japoneză, care au fost cercetate s-au grupat în trei clase, după destinație: motoare pentru autovehicule (36 modele), motoare pentru motocicletă, motoare staționare (din cele 36 modele, 25 sînt motoare în patru timpi și 32 sînt MAS-uri). Se constată că motoarele diesel folosesc frecvent soluția cu manivelele în opoziție. Aceste motoare au turații reduse și masă mare; o masă mai mare a volantului nu este obiecționabilă, în schimb, este de preferat o echilibrare mai bună din cauza forțelor mari pe reazeme. MAS-ul folosește cel mai frecvent manivelele în fază, esențial fiind în acest caz o masă mai mică a volantului, pentru că în regim de accelerare, specific motorului de auto-

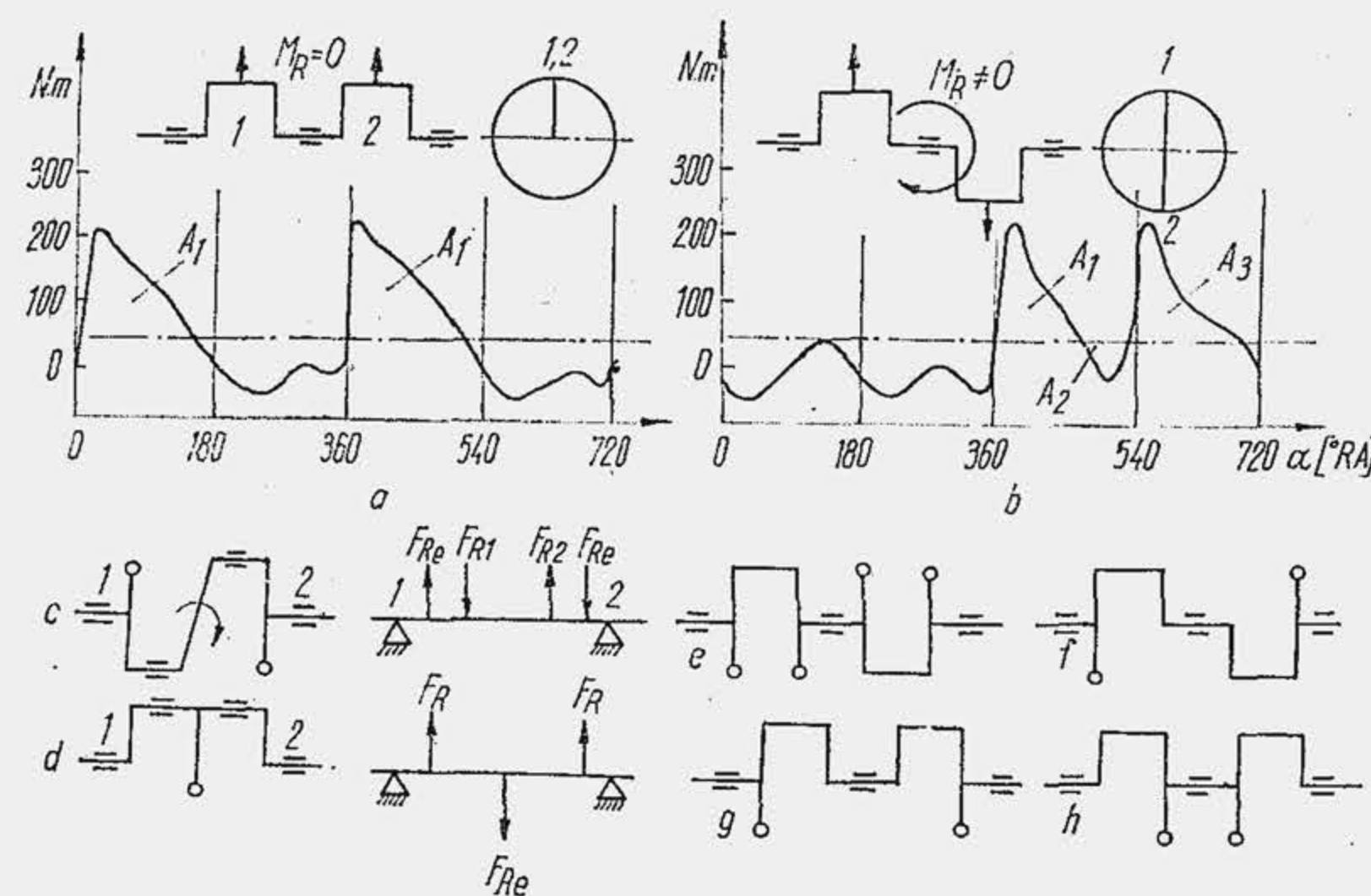


Fig. 11.17. Echilibrarea arborelui cotit al motoarelor cu doi cilindri.

vehicul, masele în mișcarea de rotație să aibă o inerție mică. În plus, MAS-ul cu doi cilindri, dezvoltă turații ridicate, 7000...9000 rot/min, ceea ce pretinde, pentru a evita regimul de rezonanță, să se sporească turația critică a arborelui cotit (v. par. 14.1), deziderat care se realizează parțial prin reducerea maselor în mișcare și să se elimine masele de echilibrare (soluțiile *a* și *b*). Arborele cu manivelele în opoziție are momentul extern  $M_R$  nenul. Schemele (*c*...*h*) arată diferite concepții de echilibrare. Schemele (*c*) și (*d*) sînt fără fus intermediar. În schema (*c*) masele de echilibrare descarcă reazemele de momentul  $M_R$  și de reacțiunile forțelor  $R_R$ ; schema (*d*) are momentul  $M_R = 0$  și descarcă lagărele.

La motoarele cu număr impar de cilindri, momentul forțelor  $F_v$  este neechilibrat. Recent, s-a realizat motorul diesel OM. 617 în cinci cilindri în patru timpi pentru autoturisme Mercedes-Benz. La aceeași putere sau la același litraj, motorul cu cinci cilindri reprezintă un compromis între motorul cu patru cilindri (puterea pe cilindru  $P_{e1}$  mai mare, deci solicitări mecanice și termice mai mari, dar  $i$  mai mic, ceea ce avantajează fabricația și exploatarea), și motorul cu șase cilindri. În tabela 11.7 se arată, sub aspectul echilibrului, poziția motorului cu cinci cilindri în raport cu soluțiile tradiționale.

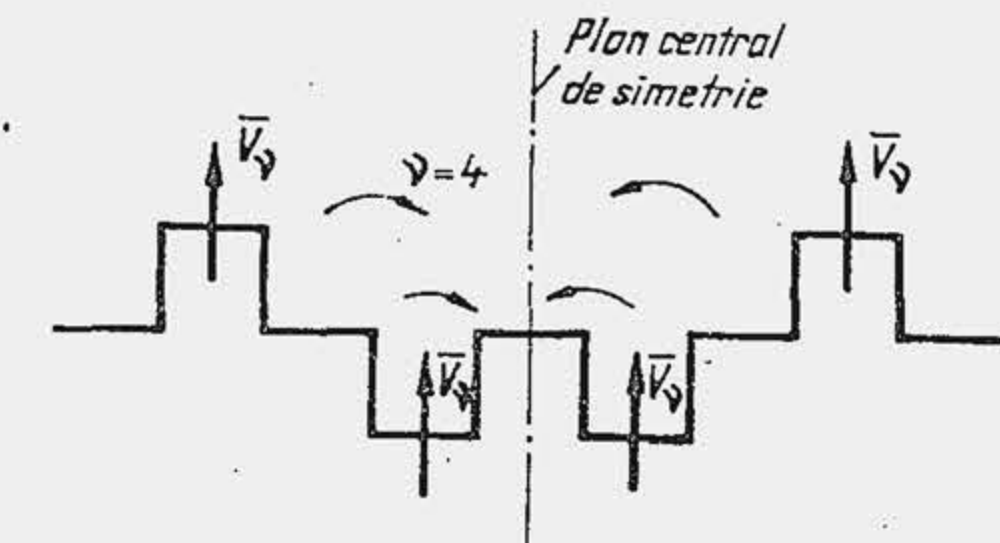
#### 11.3.4. ECHILIBRAREA MOMENTELOR FORȚELOR $F_A$

**Echilibrarea momentelor forțelor  $F_A$  la motoarele în patru timpi.** Forțele  $F_A$  dau numai momente de galop, deoarece lucrează toate în planul cilindrilor. Operația de însumare se simplifică dacă se calculează pe rînd, pentru fiecare ordin  $\nu$  momentul resultant  $M_\nu$  al celor  $i$  armonici  $F_\nu$ . La motoarele în patru timpi cu un număr par de cilindri, manivelele sînt două câte două în fază, iar forțele  $F_\nu$  de oricare ordin, a două manivele în fază sînt identice ca mărime, direcție și sens. Ca urmare, dacă manivelele se plasează simetric față de mijlocul arborelui cotit (fig. 11.18) deci dacă se utilizează un arbore cu plan central de simetrie, momentul forțelor  $F_\nu$  de oricare ordin este nul.

**Teorema 5.** La motoarele axate în patru timpi, cu  $i$  cilindri identici, în linie, cu aprinderi uniform repartizate, cu arbore cu plan central de simetrie, momentul extern al forțelor  $F_A$  este nul. Întrucît procedeul realizează o echilibrare totală a momentului de galop al forțelor  $F_A$ , toate motoarele se prevăd cu arbore cu plan central de simetrie. Soluția antrenează însă o încărcare suplimentară a palierelor, dar momentele interne ale forțelor  $F_A$  nu se echilibrează cu mase de echilibrare.

**Echilibrarea momentelor forțelor  $F_A$  la motoarele în doi timpi.** La motoarele în doi timpi nu se poate obține decît o echilibrare parțială a momentelor forțelor  $F_A$  prin plasarea convenabilă a manivelor, deoarece nu există manivele în fază. Echilibrarea parțială se obține pe următoarele căi:

1) la motoarele cu un număr par de cilindri, se plasează manivelele în opoziție la distanță egală de centrul arborelui. În acest fel, momentele de galop ale forțelor de inerție  $F_\nu$  de ordin par se anulează. În adevăr, pentru două manivele în opoziție (decalajul unghiular  $180^\circ$ ) vectorii de ordinul  $\nu$  care interpretează forțele  $F_\nu$  sînt decațați între ei cu unghiul  $\nu\pi$ ; dacă  $\nu$  este par,

Fig. 11.18. Echilibrarea momentului extern al forțelor  $F_A$  la un arbore cu plan central de simetrie.



Caracteristicile de echilibrare ale arborelui cotit pentru motoarele cu 4, 5, 6 cilindri în linie\*

Numărul cilindrilor	4	5	6
Schema arborelui cotit și steaua manivelor			
Decalajul $\delta = 720/i$	180°	144°	120°
Ordinea de aprindere	1-3-4-2	1-2-4-5-3	1-5-3-6-2-4
$\Sigma F_R$	0	0	0
$\Sigma M_R^{**}$	0	0,446 $am_R \omega^2$	0
$\Sigma F_1$	0	0	0
$\Sigma F_2$	4 $m_A r \omega^2 \Lambda$	0	0
Momentul forțelor $F_1^i$	0	0,259 $am_A r \omega^2$	0
Momentul forțelor $F_2^i$	0	4,736 $am_A r \omega^2 \Lambda$	0

\* Cilindrii sînt la egală distanță  $a$  unii de alții; dimensiuni caracteristice:  $S \times D = 92,4 \times 91$  mm;  $a = 120$  mm;  $\Lambda = 0,31$ .

\*\* Pentru calculul momentului  $M_R$  (v. tab. 11.2) se descompun forțele  $F_R$ , egale și în fază cu manivelele, după direcțiile  $Y$  în planul cilindrilor și  $X$ , în planul perpendicular, cu sensuri alese convenabil, ca în figură. Cu sensul de rotație de la stînga la dreapta, rezultă pentru motorul cu 5 cilindri:  $Y_{R1} = F_R$ ;  $Y_{R2} = F_R \cos 216^\circ = -0,809 F_R$ ;  $Y_{R3} = F_R \cos 144^\circ = -0,809 F_R$ ;  $Y_{R4} = F_R \cos 72^\circ = 0,309 F_R$ ;  $Y_{R5} = F_R \cos 288^\circ = 0,309 F_R$ . Apoi:  $X_{R1} = 0$ ;  $X_{R2} = F_R \sin 216^\circ = 0,587 F_R$ ;  $X_{R3} = F_R \sin 144^\circ = -0,587 F_R$ ;  $X_{R4} = F_R \sin 72^\circ = -0,951 F_R$ ;  $X_{R5} = F_R \sin 288^\circ = -0,951 F_R$ . Față de punctul  $O$ , ales arbitrar, se scrie ecuația de momente:  $M_{R0} = (1,5 - 0,809 \cdot 4 - 0,809 \cdot 3 + 0,309 \cdot 2 + 0,309 \cdot 1) a F_R = 0,259 a F_R$ ;  $M_{R8} = (0,5 + 0,587 \cdot 4 - 0,587 \cdot 3 - 0,951 \cdot 2 + 0,951 \cdot 1) a F_R = -0,364 a F_R$ . Momentul rezultat este  $M_R = a F_R \sqrt{0,259^2 + 0,364^2} = 0,446 a F_R = 0,446 am_R \omega^2$ .

Analog, pentru calculul momentelor  $M_1, M_2$ , care lucrează numai în planul cilindrilor.  $F_1^i = -m_A r \omega^2 \cos \alpha_i$  ( $\alpha_1 = 0^\circ$ ;  $\alpha_2 = 216^\circ$ ;  $\alpha_3 = 144^\circ$ ;  $\alpha_4 = 72^\circ$ ;  $\alpha_5 = 288^\circ$ );  $F_2^i = -m_A r \omega^2 \Lambda \cos 2\alpha_i$ ;  $M_1 = (1,5 - 0,809 \cdot 4 - 0,809 \cdot 3 + 0,309 \cdot 2 + 0,309 \cdot 1) am_A r \omega^2 = 0,259 am_A r \omega^2$ ;  $M_2 = (1,5 + 0,309 \cdot 4 + 0,309 \cdot 3 - 0,809 \cdot 2 - 0,809 \cdot 1) am_A r \omega^2 \Lambda = 4,736 am_A r \omega^2 \Lambda$ .

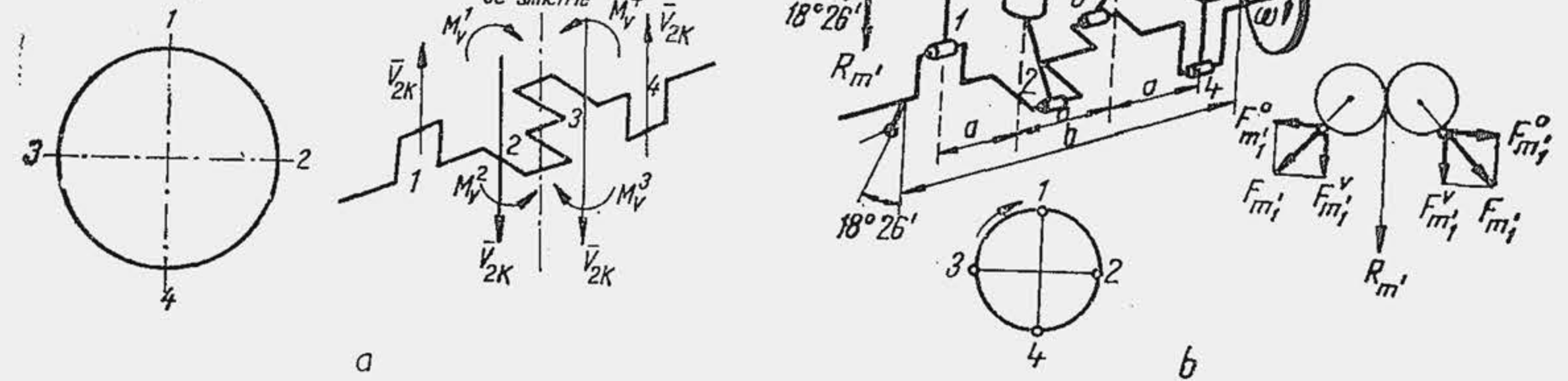


Fig. 11.19. Echilibrarea momentelor la motorul în doi timpi cu patru cilindri.

$v = 2K$ , unghiul dintre vectori va fi  $2K\pi$ , deci vectorii vor fi în fază. Așadar, pentru manivelele în opoziție, vectorii de ordin par au aceeași direcție, mărime și sens, iar momentul lor față de mijlocul arborelui cotit este nul. Deci, pentru un arbore cu plan central de simetrie (v. par. 10.8.2) momentele de galop al forțelor  $F_v$  de ordin par se anulează; motorul fiind axat, subsistă numai forțele  $F_v$  de ordinul 1, iar momentul lor de galop nu se echilibrează.

Aceste concluzii se ilustrează în figura 11.19, a în care se arată, pentru un arbore de patru cilindri, vectorii pari ( $\vec{V}_{2K}^i$ ) și momentele lor ( $M_v^i$ ) față de centrul arborelui.

**Teorema 6.** La motoarele axate, în doi timpi, cu  $i$  cilindri identici în linie, cu aprinderi uniform repartizate, cu arbore cu plan central de simetrie, momentul extern al armonicilor pare este nul;

2) se echilibrează momentul de galop al armonicilor de ordinul 1 cu ajutorul a doi arbori de echilibrare  $A_1$  și  $A_2$  (fig. 11.19, b) care se rotesc în sensuri opuse cu viteza unghiulară a arborelui cotit. Fiecare arbore este prevăzut la extremități cu mase de echilibrare ( $m_1', m_1'', m_2'$  și  $m_2''$ ) așezate în opoziție. Componentele orizontale ale forțelor centrifuge se anulează, iar cele verticale dau câte o rezultantă  $R_m'$  și  $R_m''$  la fiecare extremitate a arborilor de echilibrare, egală și de sens contrar. Cuplul celor două forțe rezultante lucrează în planul cilindrilor și este astfel calculat încît să fie egal și de sens contrar cu momentul de galop al armonicilor de ordinul 1. O asemenea soluție este evident scumpă deoarece prezența celor doi arbori de echilibrare complică construcția motorului. La motoarele în doi timpi prevăzute cu supape de evacuare, arborele de distribuție se utilizează ca unul din arborii de echilibrare. Astfel, construcția devine relativ mai simplă, deoarece necesită numai un arbore suplimentar de echilibrare. În această formă soluția este adoptată pe motoarele de serie.

#### 11.4. ECHILIBRAREA MOTOARELOR POLICILINDRICE ÎN V, ÎN PATRU TIMPI

Studiul echilibrării motoarelor în V se simplifică pe baza observației următoare: forțele  $F_v$  din fiecare linie de cilindri dau câte o rezultantă  $R_{vs}$  sau  $R_{va}$  și câte un moment  $M_{vs}$  și  $M_{va}$ , fiecare mărime fiind situată în planul res-



pectiv al cilindrilor (fig. 11.20). Rezultanta tuturor armonicilor de ordin  $\nu$  pentru cele două linii de cilindri se obține însumând rezultantele din fiecare linie. În mod asemănător apare problema însumării momentelor. Astfel, un motor cu  $i$  cilindri în V —  $i/2$  cilindri în fiecare linie — se poate reprezenta, din punctul de vedere al echilibrului printr-un motor cu doi cilindri în V; axele celor doi cilindri fac un unghi egal cu unghiul veului, iar în fiecare cilindru lucrează rezultanta armonicilor de ordin  $\nu$  dintr-o linie de cilindri și momentul resultant al armonicilor din linia respectivă. Deci, pentru echilibrarea motorului este necesar să se echilibreze fiecare linie de cilindri, adică

$$R_{vs} = R_{vd} = 0; \quad M_{vs} = M_{vd} = 0. \quad (11.12)$$

Echilibrarea fiecărei linii de cilindri se bazează pe teoremele stabilite la motoarele în linie, dar, la însumarea rezultatelor din cele două linii apar mai multe cazuri specifice.

#### 11.4.1 ECHILIBRAREA FORȚELOR $F_R$

Forțele  $F_R$  se autoechilibrează la soluția de arbore cotit cu manivelele în opoziție, deoarece manivelele sînt distribuite uniform în jurul axei de rotație, fiind respectată condiția de uniformitate a aprinderilor. Cînd arborele cotit are manivelele în fază, rezultanta forțelor  $F_R$  este nulă, dacă  $i$  este un multiplu de opt ( $i = 8K$ ). Dacă  $i = 4$ , arborele are  $i/2$  coturi, adică are un singur grup de două manivele în fază, iar forțele  $F_R$  se echilibrează cu mase de echilibrare; dacă  $i = 8K$  ( $i = 8, 16$ ) se formează mai multe grupuri de manivele în fază (4, 8) care se pot distribui uniform în jurul axei de rotație. Dacă  $i \neq 8K$ ,

manivelele nu sînt în fază (v. par. 10.8.3) și se distribuie uniform în jurul axei de rotație. În toate cazurile este posibilă descărcarea lagărelor prin mase de echilibrare.

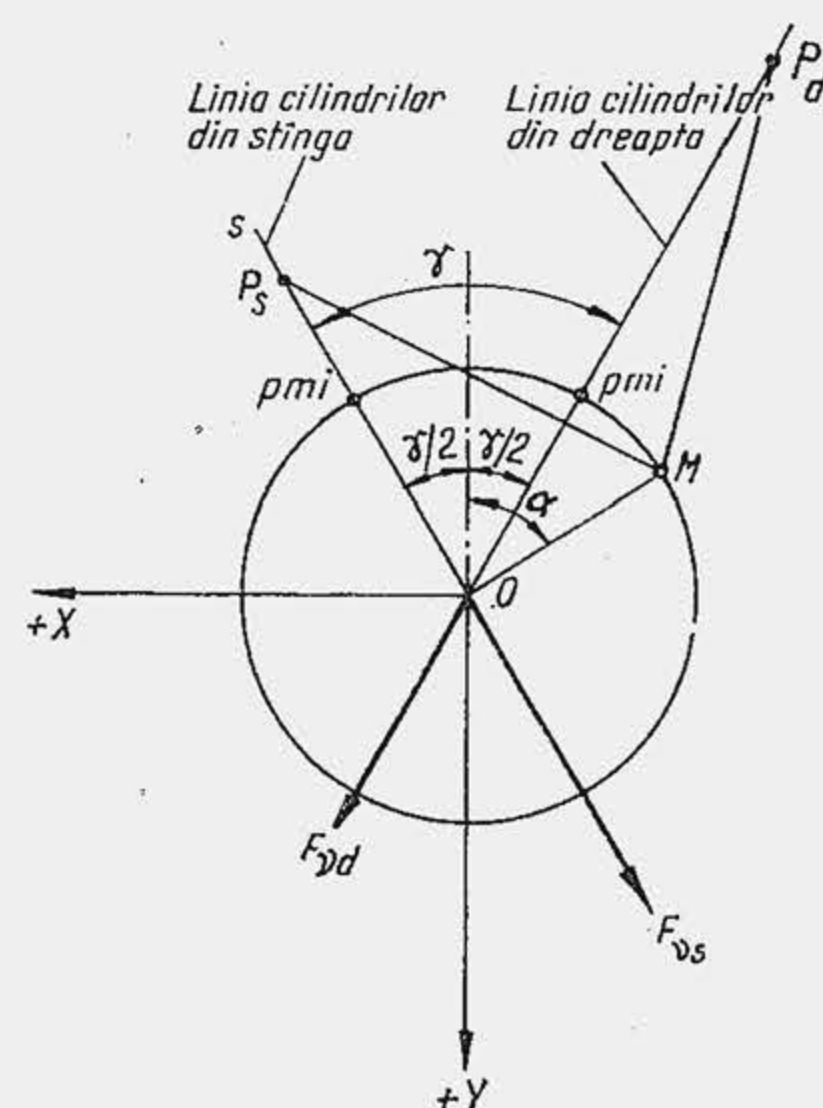


Fig. 11.21. Schemă pentru determinarea rezultantei forțelor  $F_A$  la motorul cu doi cilindri în V.

#### 11.4.2. ECHILIBRAREA FORȚELOR $F_A$

Pentru studiul echilibrării forțelor  $F_A$  se demonstrează mai multe teoreme. Se consideră un motor cu doi cilindri în V (fig. 11.21) la care axele cilindrilor fac între ele unghiul  $\gamma$ . Se consideră două armonici oarecare, una lucrează în linia din dreapta,  $F_{vd}$  alta în linia din stînga  $F_{vs}$ . Se alege un sistem de axe de coordonate rectangular astfel încît axa  $OY$  este bisectoarea unghiului veului; pentru comoditate orientarea pozitivă a axelor se alege ca în figură. Fie

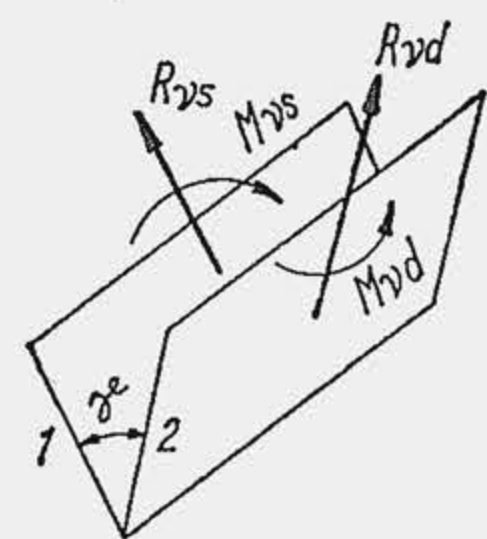


Fig. 11.20. Reducerea motorului policilindric în V la un motor bicilindric în V.

manivela într-o poziție oarecare  $OM$ , care face ca axa  $Y$  unghiul  $\alpha$ . Forța de inerție de un ordin oarecare (potrivit relației 11.2) va fi

$$F_{vs} = \pm m_A r \omega^2 b_\nu \cos \nu (\alpha + \gamma/2) \quad (11.13)$$

$$F_{vd} = \pm m_A r \omega^2 b_\nu \cos \nu (\alpha - \gamma/2). \quad (11.14)$$

Pe baza convenției se alege semnul plus pentru armonica  $\nu$  multiplu de 4. Pentru  $\alpha = -\gamma/2$  manivela este la  $p_{mi}$  stînga, iar pentru  $\alpha = +\gamma/2$  manivela este la  $p_{mi}$  dreapta. Se consideră o poziție oarecare a manivelei aleasă pentru simplificarea astfel încît armonicile  $F_{vs}$  și  $F_{vd}$  să fie în prelungirea liniei de cilindri. Se notează  $A_\nu = \pm m_A r^2 \omega^2 b_\nu$ , se proiectează armonicile pe cele două direcții și se însumează

$$Y_\nu = A_\nu \cos (\gamma/2) [\cos \nu (\alpha + \gamma/2) + \cos \nu (\alpha - \gamma/2)] \quad (11.15)$$

$$X_\nu = A_\nu \sin (\gamma/2) [\cos \nu (\alpha - \gamma/2) - \cos \nu (\alpha + \gamma/2)]. \quad (11.16)$$

Se notează  $a = \nu (\alpha + \gamma/2)$ ;  $b = \nu (\alpha - \gamma/2)$  deci  $[(a + b)/2] = \nu \alpha$   $[(a - b)/2] = \nu \gamma/2$ . Folosind formulele trigonometrice

$$\cos a + \cos b = 2 \cos \frac{a+b}{2} \cos \frac{a-b}{2}$$

$$\cos a - \cos b = -2 \sin \frac{a+b}{2} \sin \frac{a-b}{2}$$

relațiile (11.15) și (11.16) devin

$$Y_\nu = 2 A_\nu \cos (\gamma/2) \cos \nu \alpha \cos \nu \gamma/2 \quad (11.17)$$

$$X_\nu = 2 A_\nu \sin (\gamma/2) \sin \nu \alpha \sin \nu \gamma/2. \quad (11.18)$$

1. Se pune condiția de echilibrare fără mase, adică  $Y_\nu = 0$  și  $X_\nu = 0$ . Din relațiile (11.17) și (11.18) rezultă

$$\cos \gamma/2 \cos \nu \gamma/2 = 0; \quad \sin \gamma/2 \sin \nu \gamma/2 = 0. \quad (11.19)$$

Ambele condiții sînt îndeplinite simultan dacă  $\gamma = \pi$  pentru toate armonicile pare  $\nu = 2K$ . Se enunță următoarele teoreme pentru un grup de doi cilindri:

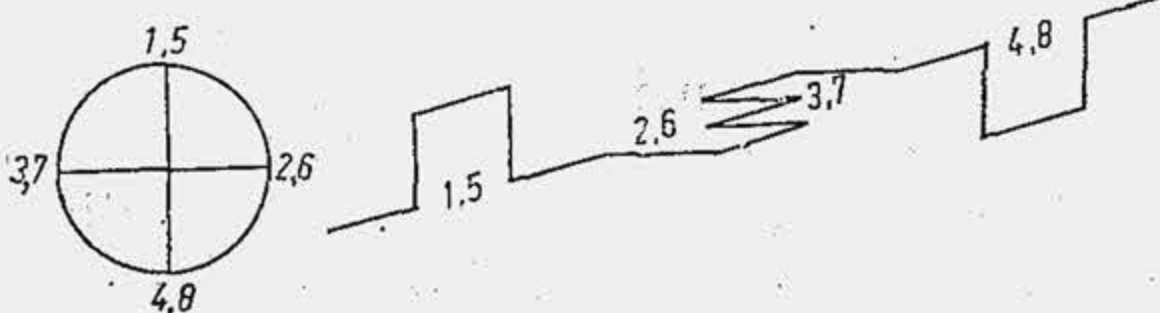
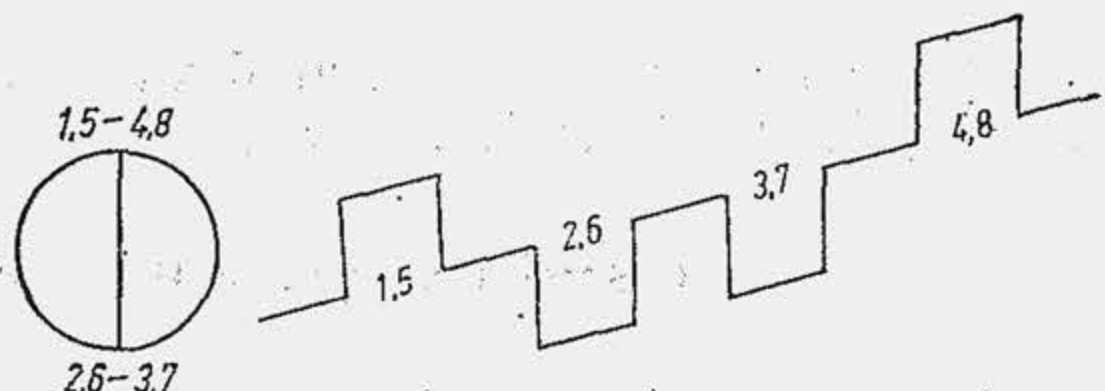
**Teorema 1.** La motorul axat normal în V, cu cilindri opuși ( $\gamma = \pi$ ) toate forțele de inerție de ordin par se anulează și subsistă numai forța de inerție de ordinul 1. Întrucît cilindrii sînt opuși, armonica 1 se echilibrează grupînd convenabil cilindrii. Rezultă că motorul cu patru cilindri opuși realizează o echilibrare totală a forțelor  $F_A$ .

2. Se pune condiția ca rezultanta armonicilor de ordinul 1 să descrie un cerc. Condiția interesează din punct de vedere practic întrucît în acest caz, armonica 1 se echilibrează cu o masă în mișcare de rotație. Dacă se notează:  $A'_\nu = 2A_\nu \cos (\gamma/2) \cos (\nu \gamma/2)$  și  $A''_\nu = 2A_\nu \sin (\gamma/2) \sin (\nu \gamma/2)$  rezultă:  $Y_\nu = A'_\nu \cos \nu \alpha$  și



Tabela 11.8

## Echilibrarea forțelor și momentelor la motoarele în patru timpi cu două linii de cilindri

Numărul curent	Rezultanta forțelor	Explicații
	Soluția A	
1	$\Sigma F_R = 0$	Rezultanta forțelor $F_R$ este nulă deoarece manivelele sînt uniform distribuite în jurul axei de rotație, iar forțele $F_R$ sînt în fază cu ele (teorema 1, par. 11.3.1).
2	$F_{v=1,2,6,10,14...} = 0$ $F_{v=4,8,12...} \neq 0$	Se aplică teorema 4 din paragraful 11.3.3, deoarece soluția A reprezintă arborele unui motor cu patru cilindri în doi timpi.
3	$Y_{v=2,6,10...} = 0$	Conform teoremei 3 par. 11.4.2 forțele de inerție de ordinul $v = [(2K + 1)\pi/(\pi/2)] = 2,6,10...$ dau o rezultantă nulă după axa veului.
4	$X_{v=4,8,12...} = 0$	Conform teoremei 4 par. 11.4.2 forțele de inerție de ordinul $v = [2K\pi/(\pi/2)] = 4,8,12...$ dau o rezultantă nulă după normala la bisectoarea veului.
5	$M_R = 0$	Momentul forțelor $F_R$ nu este nul deoarece soluția A nu reprezintă un arbore cu manivele în fază; utilizînd însă contragreutăți, momentul forțelor $F_R$ se anulează total (v. fig. 11.22).
6	$M_{v=2,4,6...} = 0$	Conform teoremei 6 paragraful 11.3.4.
7	$M_{v=1} = 0$	$M_1 \neq 0$ conform teoremei 6 par. 11.3.4, dar aplicînd teorema 2 par. 11.4.2, întrucît $\gamma = 90^\circ$ , rezultă că se anulează prin contragreutăți, deoarece armonicile de ordinul 1 reprezintă vectori rotitori (v. fig. 11.22).
	Soluția B	
8	$\Sigma F_R = 0$	Se aplică teorema 1, paragraful 11.3.1.
9	$F_{v=1} = 0$ $F_{v=2,4,6,8...} \neq 0$	Se aplică teorema 3 din paragraful 11.3.3., deoarece soluția B reprezintă arborele unui motor cu patru cilindri în patru timpi.
10	$Y_{v=2,6,10...} = 0$	Conform teoremei 3, par. 11.4.2.
11	$X_{v=4,8,12...} = 0$	Conform teoremei 4, par. 11.4.2.
12	$M_R = 0$	Momentul forțelor $F_R$ este nul deoarece manivelele sînt în fază două câte două (conform teoremei 2 par. 11.3.2).
13	$M_{v=1,2,4,6...} = 0$	Conform teoremei 5, par. 11.3.4.

$X_{v=1} = A_{v=1}'' \sin v\alpha$ . Rezultanta celor două componente descrie un cerc dacă  $A_{v=1}' = A_{v=1}''$  adică

$$\cos(\gamma/2)\cos v\gamma/2 = \sin(\gamma/2)\sin v\gamma/2. \quad (11.20)$$

Dacă se restrîng termenii, se obține  $\cos[(\gamma/2) + (v\gamma/2)] = 0$ , deci

$$(\gamma/2)(v + 1) = (2K + 1)\pi/2, \quad (11.21)$$

Întrucît interesează numai armonica de ordinul 1,  $v = 1$  și ultima relație devine  $\gamma = (2K + 1)\pi/2$ . Cum  $\gamma \leq 180^\circ$ ,  $K = 0$ , deci  $\gamma = \pi/2$ .

**Teorema 2.** La motorul axat normal în V, rezultanta forțelor de inerție de ordinul 1 descrie un cerc dacă unghiul veului este  $\pi/2$ . În acest caz ea se anulează cu ajutorul unei mase de echilibrare care se rotește cu arborele.

3. Se pune condiția  $Y_v = 0$ . Soluția e interesantă întrucît se realizează echilibrarea perfectă în planul bisectoarei. Rezultă  $\cos(\gamma/2) \cdot \cos(v\gamma/2) = 0$  condiția care dă două soluții: 1)  $(\gamma/2) = \pi/2$ , deci  $\gamma = \pi$ ; soluția nu e interesantă deoarece conduce la cilindri opuși; 2)  $\cos(v\gamma/2) = 0$ ,  $(v\gamma/2) = (2K + 1)\pi/2$  sau  $v = (2K + 1)\pi/\gamma$ .

**Teorema 3.** La motorul axat normal în V, forțele de inerție de ordinul  $v = (2K + 1)\pi/\gamma$  dau o rezultantă nulă după bisectoarea veului.

4. Se pune condiția  $X_v = 0$ . Rezultă  $\sin(\gamma/2) \sin(v\gamma/2) = 0$  condiție care dă două soluții: 1)  $(\gamma/2) = 0$  soluție neinteresantă deoarece înseamnă cilindri în linie; 2)  $\sin(v\gamma/2) = 0$  deci  $(v\gamma/2) = 2K\pi/2$  sau  $v = 2K\pi/\gamma$ .

**Teorema 4.** La motorul axat normal în V, forțele de inerție de ordinul  $v = 2K\pi/\gamma$  dau o rezultantă nulă după o direcție normală pe bisectoarea veului.

11.4.3. ECHILIBRAREA MOMENTELOR FORȚELOR  $F_R$  ȘI  $F_A$ 

Echilibrarea momentelor forțelor  $F_R$  la motorul cu  $i$  cilindri în V este identică cu echilibrarea aceluiași momente la motorul cu  $i/2$  cilindri în linie deoarece arborele cotit are  $i/2$  manivele.

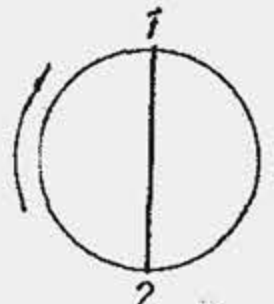
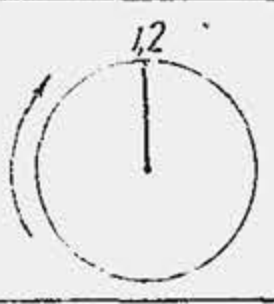
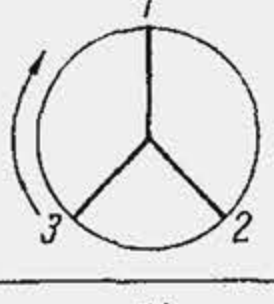
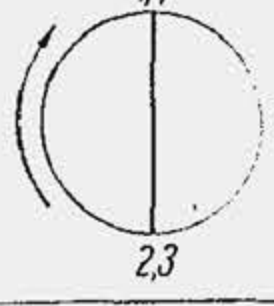
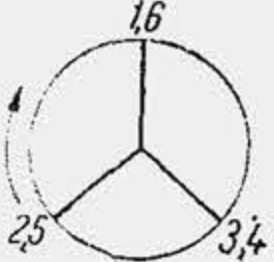
Pentru echilibrarea momentelor forțelor  $F_A$  se ține seama că asupra motorului lucrează două momente rezultante  $M_{vs}$  și  $M_{va}$  care au aceeași amplitudine, o diferență de fază care depinde de  $\gamma$  și lucrează în planuri care se intersectează. Pentru simplificare, nu se urmărește anularea momentului rezultat total, ci anularea momentelor rezultante din fiecare linie.

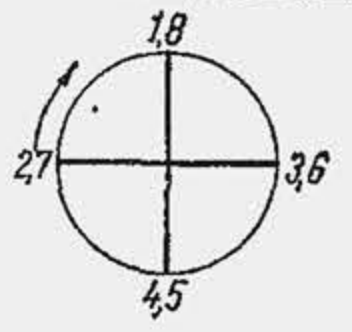
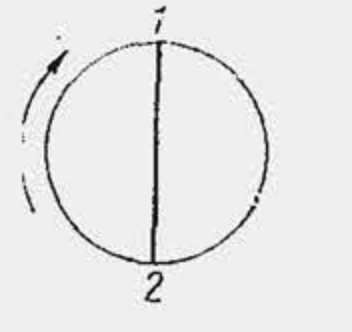

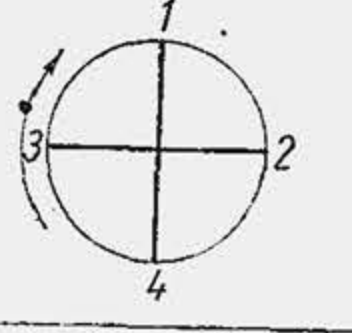
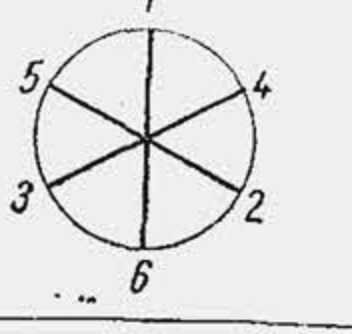
## 11.4.4. APLICAȚIE

Se aplică teoremele de echilibrare a motoarelor în V în cazul motorului cu opt cilindri cu unghiul veului de  $90^\circ$ . În tabela (11.8) se compară cele două soluții de arbori cotiți, soluția A cu manivelele în opoziție și soluția B cu manivelele în fază (sînt două soluții care respectă condiția uniformității aprinderilor, deoarece  $i$  este un multiplu de patru). Se observă că soluția A este mai avantajoasă deoarece echilibrează un număr mai mare de armonici, prin plasarea relativă a manivelor sau prin intermediul maselor de echilibrare. Soluția A este adoptată la motorul



Dependența echilibrării motoarelor de decalajul unghiular dintre coturi  
a) Motoare în linie

Nr. de cilindri	Steaua manivelor	Unghiul dintre aprinderi $\delta$	Ordinea de aprindere	Rezultanta forțelor *			Rezultanta momentelor **		
		Unghiul dintre coturi $\delta_{cot}$ [°]		$\Sigma F_R^i$	$\Sigma F_1^i$	$\Sigma F_2^i$	$M_R$	$M_1$	$M_2$
2		$\frac{180 - 540 - 180}{180}$	1-2	0	0	$2F_A\Delta$	$aF_R$	$aF_A$	0
2		$\frac{360}{360}$	1-2	$2F_R$	$2F_A$	$2F_A\Delta$	0	0	0
3		$\frac{240}{120}$	1-2-3	0	0	0	$\sqrt{3}aF_R$	$\sqrt{3}aF_A$	$\sqrt{3}aF_A\Delta$
4		$\frac{180}{180}$	1-3-4-2 1-2-4-3	0	0	$4F_A\Delta$	0	0	0
6		$\frac{120}{120}$	1-5-3-6-2-4 1-2-4-6-5-3	0	0	0	0	0	0

8		$\frac{90}{90}$	1-2-4-6-8-7-5-3	0	0	0	0	0	0
2. Motoare în doi timpi									
2		$\frac{180}{180}$	1-2	0	0	$2F_A \Delta$	$aF_R$	$aF_A$	0
3		$\frac{120}{120}$	1-2-3	0	0	0	$\sqrt{3} aF_R$	$\sqrt{3} aF_A$	$\sqrt{3} aF_A \Delta$
4		$\frac{90}{90}$	1-3-4-2***	0	0	0	$\sqrt{10} \cdot aF_R$	$\sqrt{10} \cdot aF_A$	0
6		$\frac{60}{60}$	1-5-3-6-2-4	0	0	0	$\sqrt{12} \cdot aF_R$	$\sqrt{12} \cdot aF_A$	0

\*  $F_R = m_R \omega^2$ ;  $F_A = m_A \omega^2$ .

\*\* Arborele cotit este de tipul cu plan central de simetrie.

\*\*\* Pentru arborele cotit cu ordinea de aprindere 1-4-2-3, care are manivelele în opoziție alăturate, momentele  $M_R$  și  $M_L$  se reduc, sint proporționale cu  $\sqrt{2}$ , dar  $M_2$  nu mai este nul.



## b) Motoare în V, în patru timpi

Numărul cilindrilor unghiul $\gamma$	Steaua manivelor	$\frac{\delta}{\delta_{\text{tot}}}$ [°]	Ordinea de aprindere *	Rezultanta forțelor			Rezultanta momentelor		
				$\Sigma F_R^i$	$\Sigma F_1^i$	$\Sigma F_2^i$	$M_R$	$M_1$	$M_2$
2/180°		$\frac{360}{180}$	1s-1d	0	0	0	$aF_R$	$aF_A$	$aF_A\Delta$
2/180°		$\frac{180-540}{-}$	1s-1d	$2F_R$	$2F_A$	0	0	0	0
4/180°		$\frac{180}{180}$	1s-2d-1d-2s 1s-2s-1d-2d	0	0	0	0	0	$2aF_A\Delta$
4/180°		$\frac{180}{360}$	1s-2d-2s-1d	$2F_R$	$4F_A$	0	0	0	0
4/90°		$\frac{90-180-270-180}{180}$	1s-1d-2d-2s	0	0	0	$aF_R$	$aF_A$	$\sqrt{2}aF_A\Delta$

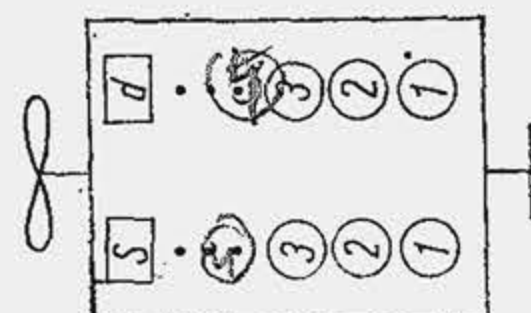
6/90°		$\frac{90-150-90-150-90-150}{120}$	1s-1d-2s-2d-3s-3d	0	0	0	$\sqrt{3}aF_R$	$\sqrt{3}aF_A$	$\sqrt{6}aF_A\Delta$
6/120°		$\frac{120}{120}$	1s-3s-2s-3d-1d-2d	0	0	0	$\sqrt{3}aF_R$	$\sqrt{7}aF_A$	$\sqrt{7}aF_A\Delta$
6/180°		$\frac{120}{60}$	1s-2d-3s-1d-2s-3d	0	0	0	0	0	0
8/90°		$\frac{90}{90}$	1s-3s-3d-2s-2d-1d-4s-4d	0	0	0	$\sqrt{10}aF_R$	$\sqrt{10}aF_A$	0
8/120°		$\frac{90}{90}$	1s-4s-1d-3s-2d-3d-2s-4d 1s-3d-2s-4d-2d-4s-1d-3s	0	0	0	$\sqrt{2}aF_R$	$\sqrt{8}aF_A^*$	0
8/90°		$\frac{90}{180}$	1s-4d-2s-3d-4s-1d-3s-2d 1s-4d-3s-2d-4s-1d-2s-3d	0	0	$5,657 \cdot aF_A$	0	0	0



Tabela 11.9 (continuare)

Numărul cilindrilor unghiul $\gamma$	Steaua manivelor	$\frac{\delta}{\delta_{\text{cot}}}$ [grad]	Ordinea de aprindere *	Rezultanta forțelor				Rezultanta momentelor		
				$\Sigma F_R^x$	$\Sigma F_R^y$	$\Sigma F_R^z$	$\Sigma F_R^t$	$M_R$	$M_1$	$M_2$
10/72°		$\frac{72}{72}$	1s-1d-4s-4d-5s-5d-2s-2d-3s-3d	0	0	0	0	$0,446 \cdot a F_R$	$\sqrt{5} \cdot a F_A$	$\sqrt{10} \cdot a F_A \Delta$
12/60°		$\frac{60}{120}$	1s-6d-5s-2d-3s-4d-6s-1d-2s-5d-3s-4d	0	0	0	0	0	0	0
12/180°		$\frac{60}{120}$	1s-2d-5s-6d-3s-2d-6s-4d-2s-1d-4s-4d	0	0	0	0	0	0	0
16/45°		$\frac{45}{90}$	1s-8d-3s-6d-4s-5d-2s-7d-8s-1d-6s-3d-5s-4d-7s-2d	0	0	0	0	0	0	0
16/135°		$\frac{45}{90}$	1s-7d-3s-8d-4s-6d-2s-5d-8s-2d-6s-1d-5s-3d-7s-4d	0	0	0	0	0	0	0

\* Pentru simplificarea scrierii s-a adoptat ordinea de numerotare a cilindrilor indicată alăturat; schema arborelui este în toate cazurile cu plan central de simetrie.



SR-211. Valoarea și poziția maselor de echilibrare (fig. 11.22) se determină astfel:  $M_{Rs} = am_R \omega^2$ ;  $M_{Rg} = 3am_R \omega^2$ ;  $M_R = \sqrt{10} am_R \omega^2 = 3,16 am_R \omega^2$ . Unghiul  $\theta$  se obține din relația:  $\tan \theta = \frac{M_{Rs}}{M_{Rg}} = 1/3 = 0,333$ ;  $\theta = 18^\circ 30'$ . Vectorii care interpretează armonicile de ordinul 1 sînt în fază cu manivelele, ca urmare, momentul resultant în o linie de cilindri se obține ca și momentul forțelor  $F_R$ . Rezultă  $M_{v=1} = 3am_A \omega^2$  pentru o linie și  $M_{v=1} = am_A \omega^2$  pentru cealaltă linie\*; întrucît  $\gamma = 90^\circ$  se obține  $M_1 = \sqrt{M_{1s}^2 + M_{1d}^2} = \sqrt{10} am_A \omega^2$ . Momentul resultant este  $M_{rez} = \sqrt{10} ar \omega^2$ .  $(m_R + m_A)$  și se echilibrează cu două mase care lucrează în planul  $Y_R$  și au masa  $m_e$  care rezultă din egalitatea  $m_e br \omega^2 = \sqrt{10} ar \omega^2 (m_R + m_A)$ ,  $b$  fiind distanța dintre mase.

Soluțiile privind ordinea de aprindere și echilibrarea arborelui cotit, frecvent întâlnite la motoarele de autovehicule, sînt sistematizate în tabela 11.9.

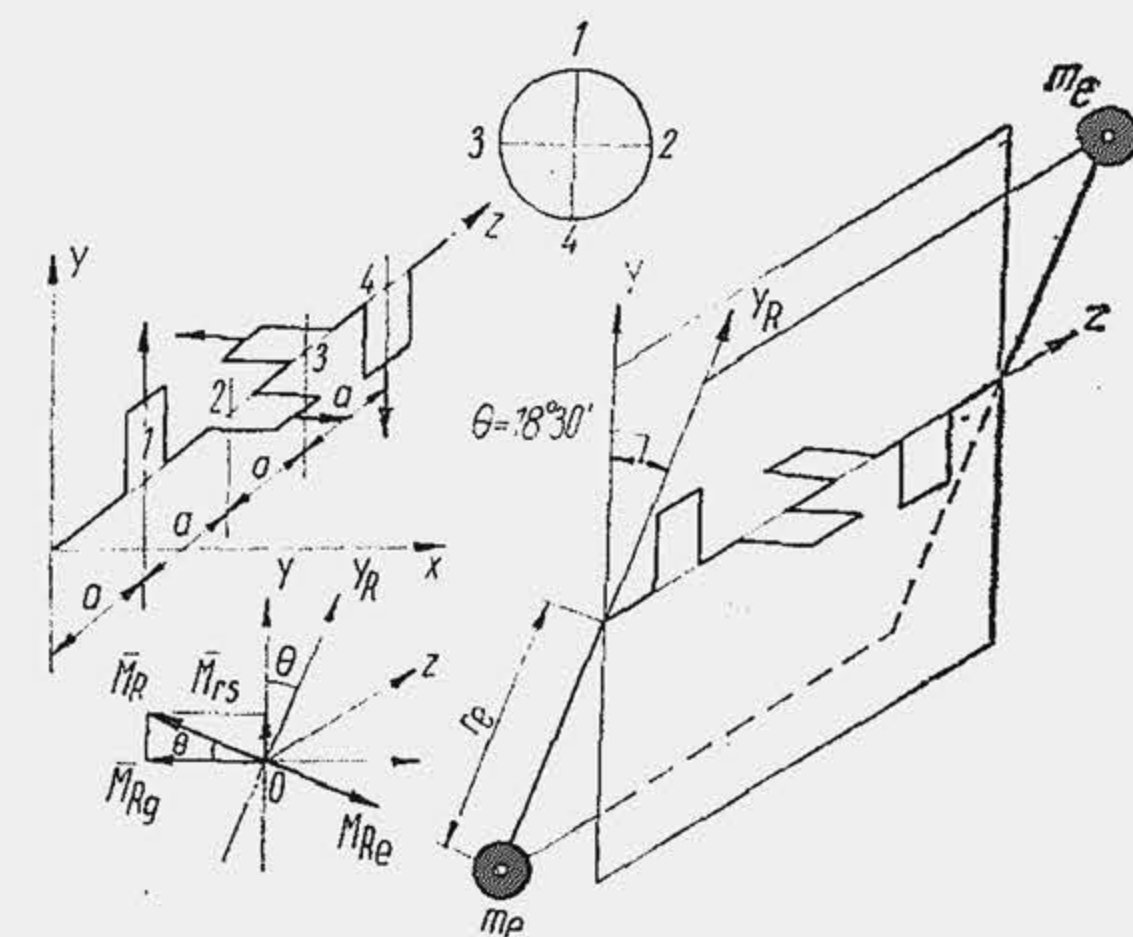


Fig. 11.22. Schemă pentru echilibrarea momentului rotitor la motorul în V.

## BIBLIOGRAFIE

1. Biezeno, C. B. și Grammel, R. *Technische Dynamik*. Berlin/Göttingen/Heidelberg, Springer Verlag, 1953.
2. Buzdugan, Gh. *Rezistența materialelor*. București, Edit. tehnică, 1980.
3. Dudaș, T. *Unele probleme de dinamică a motoarelor în patru timpi cu două linii paralele de cilindri*. Buletinul IPB, 1, 1965.
4. Grünwald, B. și Andreescu, C. *Cercetări privind soluțiile de arbori cotiți la motoarele în doi timpi*. Contract de cerc. șt., Cat. de mot. cu ard. int. IPB, 1974.
5. Grünwald, B. și Apostolescu, N. *Soluții noi privind echilibrul motorului axat de opt cilindri în doi timpi*. Metalurgia și construcția de mașini, 9, București, 1961.
6. Manea, C. și Papuc, F. *On Balance and crankshaft solution in V-six four stroke engines*. Int. Comb. Eng. Conf. Bucharest, 1970, P. VII. i.
7. Schrön, H. *Die Dynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Viena, Springer, 1947.
8. Zătreanu, Gh. *On the study of balancing the engines with two parallel lines of cylinders*. Int. Comb. Eng. Conf. Bucharest, 1970, P. VII. a.

\* S-a ținut seama că armonicile forței  $F_A$  sînt proiecțiile vectorilor  $V_v$  (astfel  $F_1 = 0$  pentru cilindrii 2 și 3 în o linie și  $F_1 = 0$  pentru cilindrii 1 și 4 în cealaltă linie) și că armonicile  $F_1$  sînt vectori rotitori pentru fiecare grup de doi cilindri în V (v. teorema 2, par. 11.4.2)



## 12.

### GRUPUL PISTON

Grupul piston este alcătuit din trei organe: pistonul, bolțul și segmentul.

Grupul piston asigură evoluția fluidului motor în cilindru și îndeplinește următoarele funcțiuni: 1) transmite bielei forța de presiune a gazelor; 2) transmite cilindrului reacțiunea normală produsă de bielă (ghidează piciorul bielei în cilindru); 3) etanșază cilindrul în ambele sensuri: împiedică scăparea gazelor în exterior și pătrunderea uleiului în interior; 4) evacuează o parte din căldura dezvoltată prin arderea combustibilului. Primele două funcțiuni sînt preluate de piston împreună cu bolțul, care este un organ de articulație; următoarele două funcțiuni sînt preluate de piston împreună cu segmentii. Pistonul mai îndeplinește un număr de funcțiuni suplimentare și anume: conține parțial sau integral camera de ardere; creează o mișcare dirijată a gazelor în cilindru; este un organ de pompare la motoarele în patru timpi; este un organ de distribuție și în unele cazuri, de pompă pentru baleiaj la motoarele în doi timpi.

#### 12.1. PISTONUL

Pistonul se compune din următoarele părți (fig. 12.1): 1) capul — partea superioară a pistonului care preia presiunea gazelor; 2) regiunea port-segmenti, pentru simplificarea RPS-ului — partea pistonului prevăzută cu canale în care se introduc segmentii; 3) mantaua — partea care ghidează pistonul în cilindru și transmite forța normală; 4) umerii mantalei — partea în care se fixează bolțul — de aici și numele de locașurile bolțului.

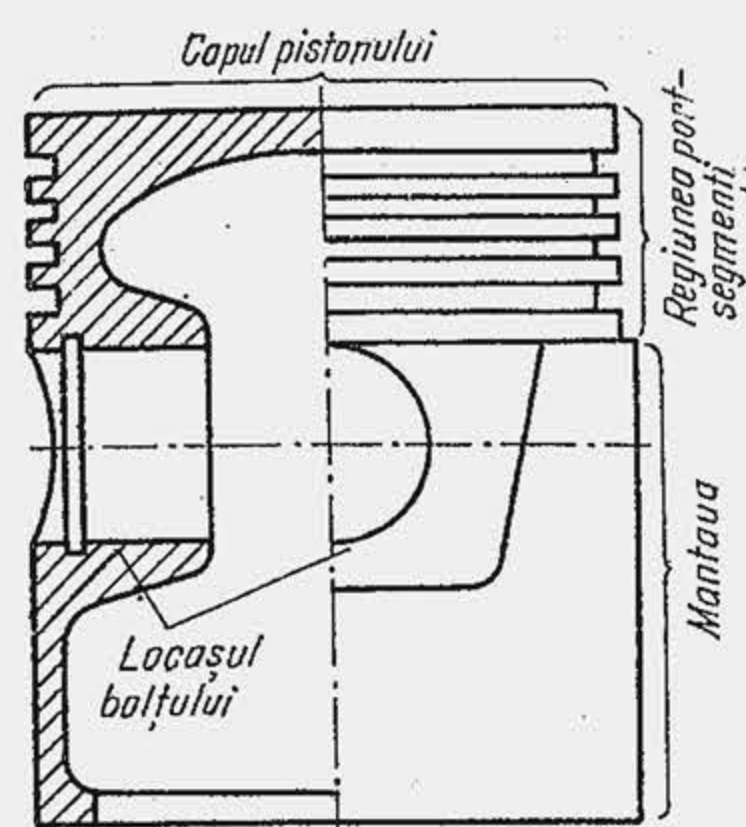


Fig. 12.1. Părțile componente ale pistonului.

##### 12.1.1. ANALIZA FUNCȚIONALĂ

##### 12.1.1.1. Deformarea pistonului sub acțiunea forțelor

În timpul funcționării capul pistonului este supus acțiunii forței de presiune  $F_p$  (fig. 12.2, a), care se transmite prin umerii mantalei la bolț.

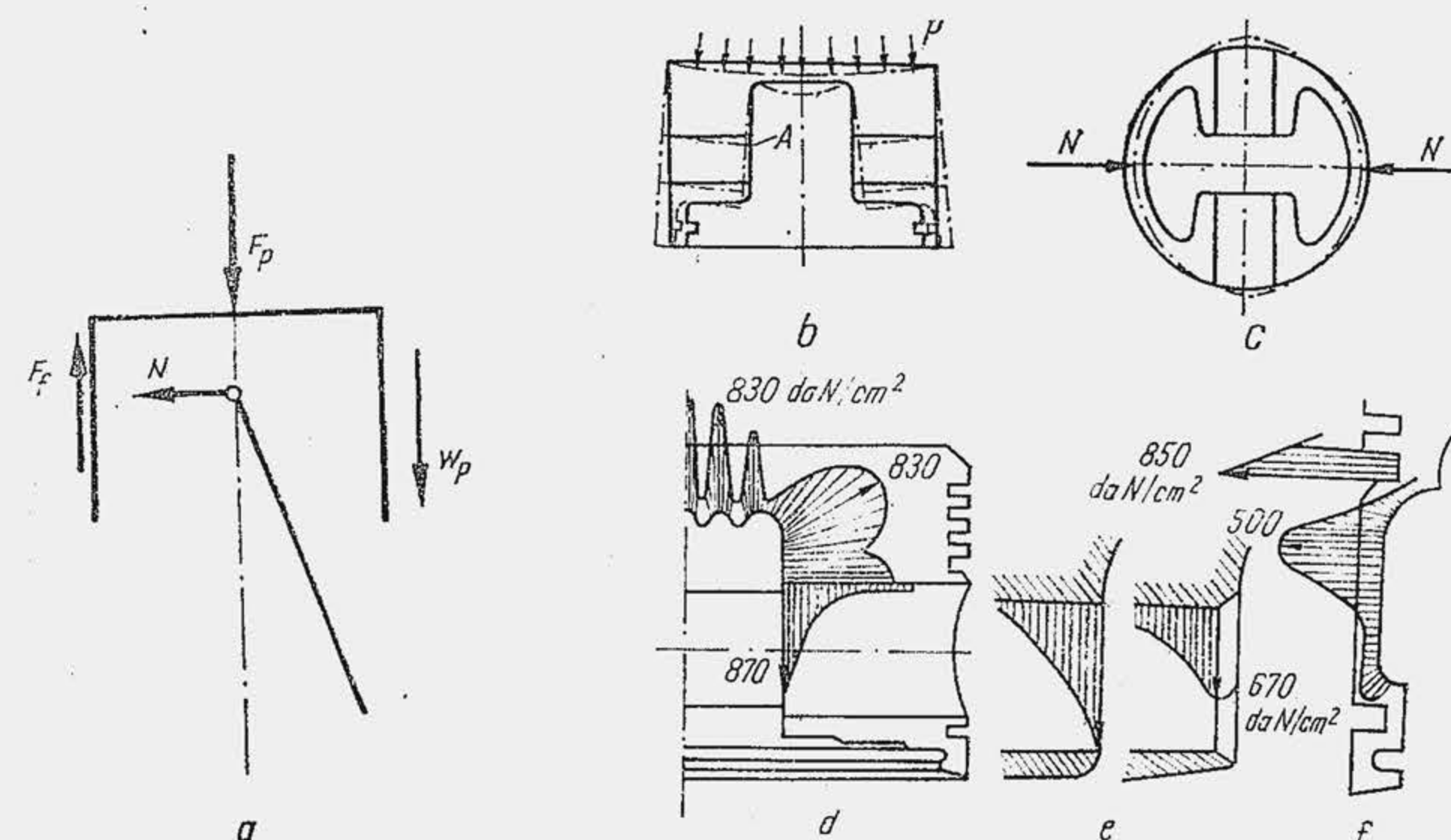


Fig. 12.2. Schema forțelor (a), deformarea pistonului (b și c) și distribuția locală a eforturilor unitare, în partea interioară a pistonului (d), la marginea exterioară a umărului (e), în lungul pistonului (f).

Forța de presiune deformează pistonul (b) astfel încît, apăsarea mantalei pe cilindru tinde să se concentreze numai pe muchia inferioară a mantalei, canalele pentru segmenti se înclină față de planul transversal împiedicînd aplicarea normală a segmentilor pe suprafața cilindrului, iar deformarea umerilor mantalei determină apariția unor sarcini concentrate în zona A, care provoacă distrugerea ei. Rezultă că pistonul trebuie să îndeplinească o condiție fundamentală: să posede o rigiditate înaltă. Componenta normală  $N$  aplică pistonul pe cilindru și produce forța de frecare  $F_f$ . Întrucît forța normală lucrează într-un singur plan, mantaua este aplicată pe cilindru numai în planul de oscilație a bielei, normal pe axa umerilor și este deformată de reacțiunea cilindrului luînd înfățișarea unei elipse (c), cu axa mare după direcția axei umerilor mantalei. Astfel, apare pericolul de blocare a pistonului cînd diametrul mare al elipsei depășește diametrul cilindrului. Măsurători tensometrice arată că eforturile unitare variază neuniform în corpul pistonului și ating valori ridicate (d, e, f).

##### 12.1.1.2. Bătaia pistonului

Pistonul se montează în cilindru cu un joc  $\Delta$ , care asigură deplasarea liberă a lui. Forța normală  $N$  variază ca mărime și sens, deplasează pistonul în planul transversal al cilindrului — mișcarea transversală — și-l aplică în decursul unui ciclu, cînd pe o parte cînd pe cealaltă a cilindrului (fig. 12.3, a și b).

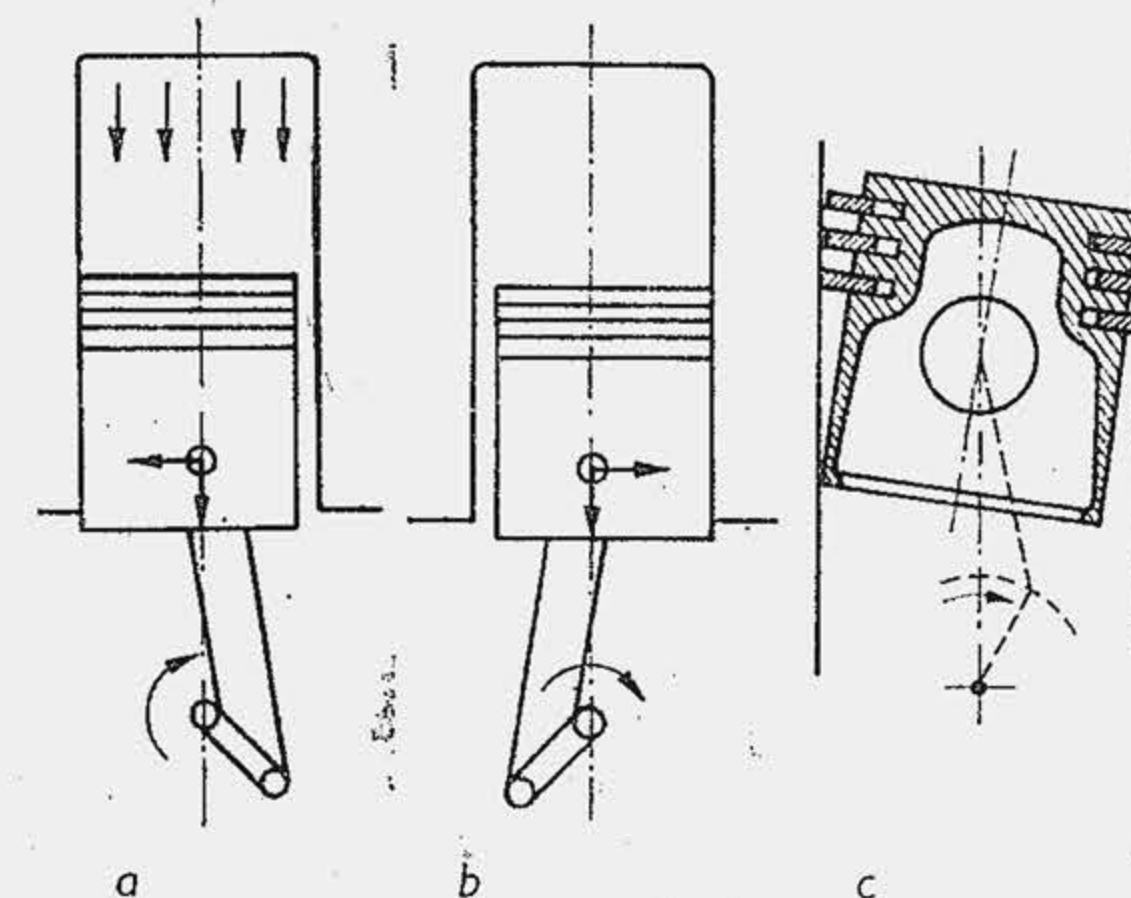


Fig. 12.3. Poziții caracteristice ale pistonului în cilindru.



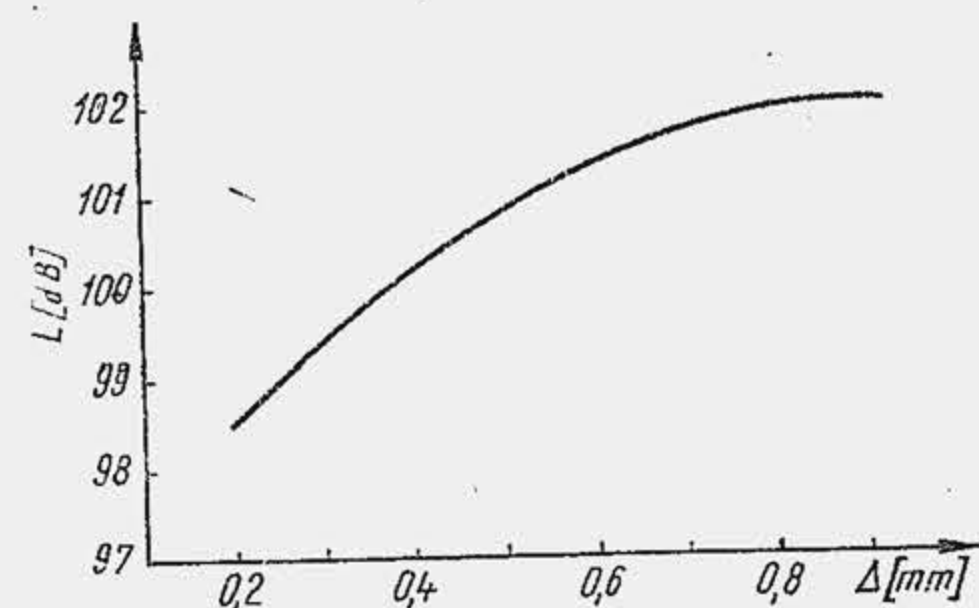


Fig. 12.4. Influența jocului de montaj al pistonului asupra nivelului de zgomot.

Forța de frecare  $F_f$  produce un moment de răsturnare a pistonului în jurul axei de oscilație, care determină bascularea pistonului sau mișcarea de rotație ( $c$ ). Mișcarea transversală care aplică alternativ pistonul cu șoc pe cilindru ca și bascularea lui produc vibrația cilindrului, însoțită de zgomote caracteristice, denumite *bătaia pistonului*. Influența jocului dintre piston și cilindru asupra zgomotului se arată în figura 12.4. Încercările efectuate cu motoare pentru automobil au arătat că bătaia pistonului are loc atunci când jocul diametral la montaj este cel puțin  $\Delta = 0,001 D$ . La pistoanele pentru MAS se realizează în general jocuri de montaj inferioare acestei valori; la pistoanele pentru MAC acest deziderat nu este încă realizabil, jocul de montaj fiind de 2...5 ori mai mare decât cel critic. Dacă limitarea zgomotului implică reducerea jocului dintre piston și cilindru, prevenirea gripajului impune multă prudență în această direcție. Experiența arată că micșorarea jocului constituie totodată cale principală pentru reducerea consumului de ulei. Oricât de corect ar fi proiectat și executat segmentul, sarcina lui de etanșare nu poate fi îndeplinită integral dacă pistonul funcționează cu jocuri mari. Există chiar părerea că segmentul de ungere reprezintă doar o soluție secundară pentru micșorarea consumului de ulei, soluția principală constând în reducerea jocului dintre piston și cilindru. Experiența arată de asemenea că mărirea jocurilor normale dintre piston și cilindru (la nivelul capului cu  $\approx 40\%$  iar la nivelul RPS cu  $\approx 80\%$ ) sporesc considerabil scăpările de gaze, afectând astfel capacitatea de etanșare a segmentului de compresie.

### 12.1.1.3. Starea termică a pistonului

În contact cu gazele fierbinți pistonul primește fluxul de căldură  $\dot{Q}_P$  și se încălzește. Pistonul evacuează fluxul  $\dot{Q}_P$  dar atinge starea de echilibru termic la o temperatură relativ ridicată. Fluxul de căldură  $\dot{Q}_P$  reprezintă 8...10% sau 15...20% din puterea efectivă a unui MAS, respectiv a unui MAC. Cea mai mare parte din căldura primită, 60...75% se evacuează la nivelul RPS (fig. 12.5); o bună parte din căldură, 20...30%, se evacuează prin manta; restul se transmite gazelor din carter și uleiului, care vin în contact cu partea interioară a capului sau RPS-ul, precum și bolțului și bielei. Evacuarea de căldură prin piston produce inevitabil un gradient de temperatură în pereții acestuia, ilustrată în figura 12.6 pentru două pistoane diferite: un piston de MAC (a), prevăzut cu cameră unitară și un piston de MAS (b). Distribuția de temperatură din cazul (a) nu e obligatorie pentru MAC, ea depinzând de forma capului și construcția pistonului; distribuția de temperatură în cazul (b) este invariabilă — scade

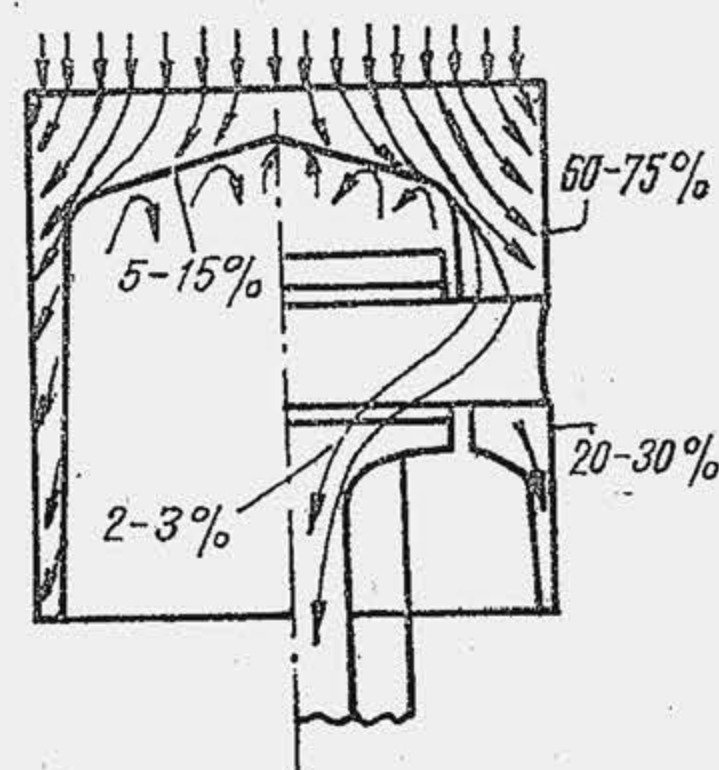


Fig. 12.5. Distribuția fluxului de căldură din piston.

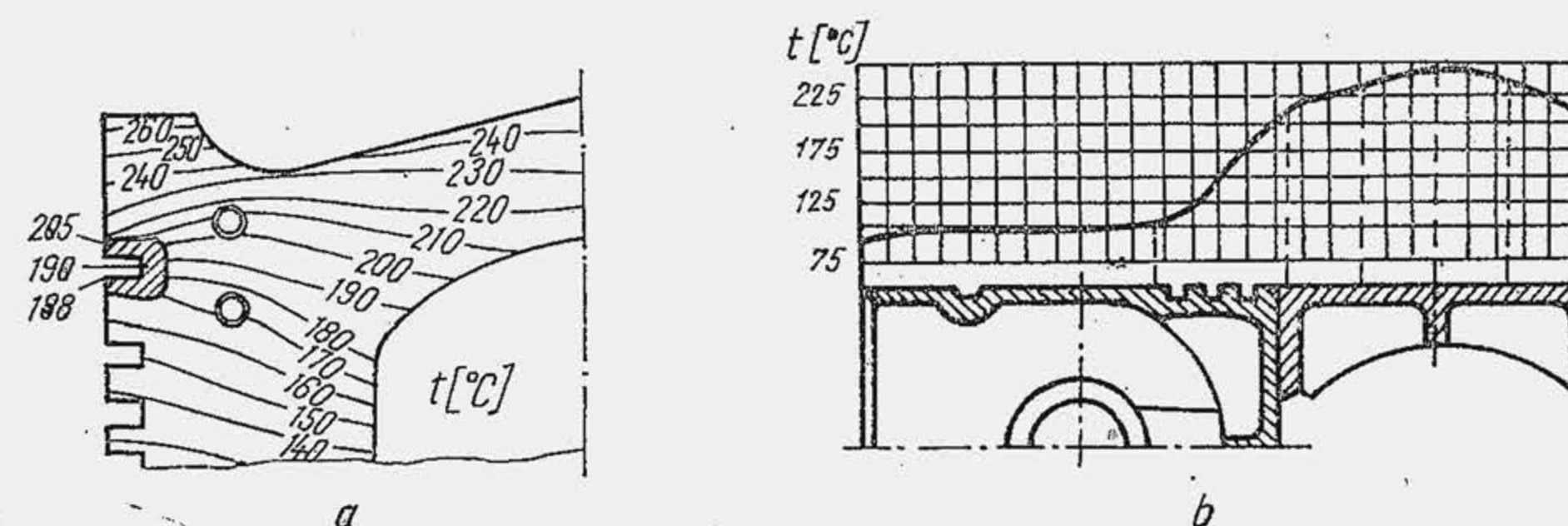


Fig. 12.6. Distribuția temperaturii în piston.

de la centru la extremitatea capului. Variația temperaturii în lungul pistonului este totdeauna aceeași: descrește de la cap la partea inferioară a mantalei.

Echilibrul termic al pistonului, deci nivelul maxim de temperatură, depinde de regimul de funcționare a motorului. Astfel, reducerea sarcinii și turației micșorează nivelul temperaturilor din piston (fig. 12.7), deoarece în primul caz se reduce doza de combustibil, iar în al doilea caz se reduce numărul de cicli în unitatea de timp.

Starea termică a pistonului, precum și modificarea ei cu regimul funcțional are multiple consecințe (tab. 12.1). Există trei zone periculoase de temperatură: a) zona capului, unde se atinge temperatura maximă, care reduce rezistența mecanică a materialului la unele aliaje de aluminiu, până la jumătate; b) zona

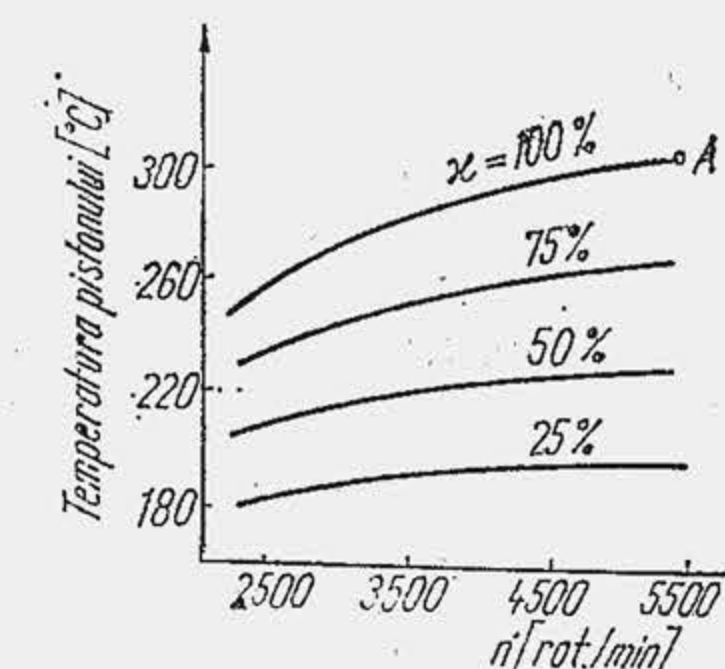


Fig. 12.7. Dependența temperaturii din centrul capului de piston de regimul funcțional.

Tabela 12.1

Consecințele stării termice a pistonului

Caracteristica stării termice	Consecința
a) Temperatura capului	— micșorează rezistența mecanică, duritatea materialului, factorul de solicitare termică $F_{st}$
b) Temperatura în dreptul primului canal de segment	— produce blocarea segmentilor; — produce transformarea uleiului în lacuri
c) Temperatura în dreptul RPS-ului și mantalei	— micșorează capacitatea portantă a peliculei de ulei; produce supraîncălzirea uleiului.
d) Diferența funcțională de temperatură	— amplifică jocurile la rece ceea ce compromite silențiozitatea și etanșarea; — creează pericol de gripaj la cald
e) Diferența locală de temperatură	— produce tensiuni termice; — produce deformări neuniforme



primului segment, unde uleiul formează substanțele dure și lucioase, numite lacuri care împiedică deplasarea liberă a segmentului; c) zona RPS-ului și mantalei, unde uleiul trebuie să păstreze o capacitate portantă ridicată pentru suprafețele de reazem (segment-cilindru, manta-cilindru). Uleiul se transformă în lacuri la temperatură ridicată, în prezența oxigenului și sub acțiunea catalitică a metalului. Blocarea segmentului în canal sub acțiunea lacului (fenomenul se mai numește *coxarea* sau *gomarea segmentului*), compromite funcția de etanșare a segmentului, care se exercită numai când segmentul este liber în canal (v. par. 12.3.1.1). Pericolul de blocare crește când sporește temperatura, de aceea, în funcție de caracteristicile uleiului se disting trei intervale limită de temperatură, în dreptul primului canal de segment: 1) până la 200°C nu apare pericolul de blocare chiar la utilizarea unor uleiuri minerale obișnuite; 2) între 200...260°C pericolul de blocare se elimină prin aditivarea uleiului; 3) peste 260°C, blocarea apare chiar după primele ore de funcționare.

*Diferența funcțională de temperatură* (diferența dintre temperatura în funcționare și temperatura la montaj sau „la rece”) produce dilatarea pistonului cu implicații foarte mari. Pistonul se dilată radial și longitudinal. Dilatarea longitudinală dă pistonului forma tronconică (fig. 12.8, a). Dilatarea mai mare a capului și RPS-ului (fig. 12.8, b, construită pe baza măsurărilor experimentale, prin amplificarea deformațiilor de 100 ori), creează pericol de gripaj și compromite așezarea corectă a segmentelor față de oglinda cilindrului, prin înclinarea canalului față de planul normal la axa cilindrului. Deoarece dilatarea capului și RPS-ului nu este precis controlată, se elimină pericolul de gripaj împiedicând RPS-ul să vină în contact cu cilindrul; pistonul se sprijină în cilindru numai pe manta. Concentrarea de material în dreptul umerilor mantalei produce o dilatare radială inegală; mantaua ia forma ovală (c), cu axa mare a elipsei pe direcția axei locașurilor bolțului. O consecință importantă a modificării stării termice a pistonului cu regimul de funcționare o constituie variația jocului dintre piston și cilindru cu sarcina și turația. Pentru a preveni griparea sau blocarea pistonului în cilindru din cauza dilatărilor, chiar în regim nominal se prevede între cele două organe

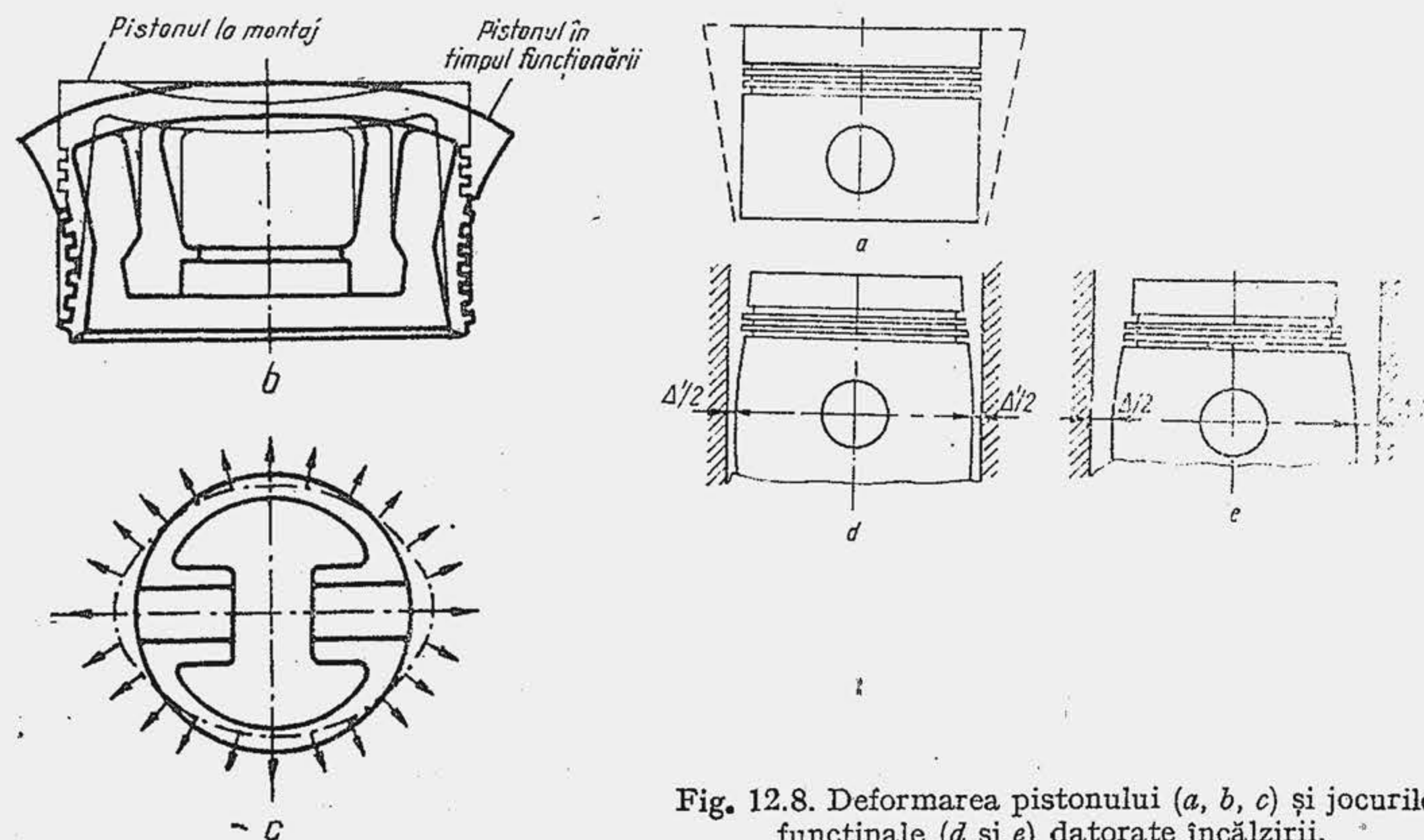


Fig. 12.8. Deformarea pistonului (a, b, c) și jocurile funcționale (d și e) datorate încălzirii.

un joc diametral  $\Delta'$ , numit *jocul la cald* (d). La sarcini și turații reduse, la mersul în gol, pistonul este „rece” și jocul diametral  $\Delta$ , numit *jocul la rece*, se amplifică de câteva ori, iar pistonul funcționează cu zgomot. La montaj, jocul diametral  $\Delta$  numit și *jocul de montaj* (e) este de câteva ori mai mare decât  $\Delta'$ . Jocul diametral  $\Delta'$  este influențat de dilatarea diferită a pistonului și cilindrului fie pentru că cele două organe lucrează la temperaturi diferite, fie pentru că sînt confecționate din materiale diferite, cu coeficienți diferiți de dilatare. Din cauza jocului  $\Delta'$  funcția de etanșare este preluată de segment. Pentru MAS-uri de autoturism se va proiecta un piston silențios, cu jocuri  $\Delta$  mici, dar cu  $\Delta'$  suficient de mare pentru a preveni gripajul.

*Diferența locală de temperatură produce tensiuni termice și deformații în piston*, zona capului fiind cea mai periculoasă. Cîmpul de temperatură se constituie atît pe direcția axială cît și pe direcția radială însă pentru simplitate se urmărește al doilea caz, capul pistonului fiind redus la o placă circulară plană (fig. 12.9, a), care primește fluxul  $\dot{Q}_P = q_P \cdot \pi D^2/4$  și evacuează fluxul  $\dot{Q}_e = q_e \cdot \pi D \cdot \delta$ . Grosimea capului  $\delta$  este o fracțiune din  $D$ ,  $\delta = C_1 D$  astfel că  $\dot{Q}_e = 4C_1 \cdot q_e \cdot \pi D^2/4$ ; starea de echilibru termic este definită de egalitățile

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_P; q_e = C_2 q_P, \quad (12.1)$$

unde  $q_e$  și  $q_P$  reprezintă densitatea fluxului de căldură, în  $\text{kJ/h m}^2$  ( $\text{kcal/h m}^2$ ). La echilibru termic, în capul pistonului se instalează un cîmp de temperatură (fig. 12.9, b) liniar (1) sau parabolic (2), temperatura în centru  $t_c$  fiind superioară temperaturii de la extremitate,  $t_e$ . Dacă se consideră că o bară dreaptă de lungime  $D/2$  este parcursă de un flux de căldură de densitate constantă  $q_e$  atunci, potrivit legii conductibilității,  $q_e = (\lambda/0,50 D) (t_c - t_e)$ ;  $q_e$  se numește încărcare termică. Prin analogie,  $q_P$  se numește *încărcarea termică a capului pistonului* și se exprimă astfel. Fie  $f_P$  fracțiunea din căldura degajată în cilindru ( $C_e Q_i/i$ ), care este preluată de piston. Consumul orar de combustibil este  $C_e = c_e P_e$  (v. rel. 1.31); atunci  $\dot{Q}_P = f_P c_e P_e Q_i/i$ . Pentru motoare din aceeași clasă se consideră că  $f_P c_e Q_i = \text{ct}$ , iar  $P_e/i$  reprezintă puterea pe cilindru  $P_{e1}$ . Atunci  $\dot{Q}_P = C_3 P_{e1} = q_P \cdot \pi D^2/4$ , de unde

$$q_P = C_3 P_{e1}/(\pi D^2/4) = C_3 P_A, \quad (12.2)$$

$P_A$  fiind puterea raportată la aria pistoanelor, în  $\text{kW/dm}^2$  ( $\text{CP/dm}^2$ ). Dacă în relația (12.2) se substituie  $P_{e1}$  cu relația de definiție  $P_{e1} = p_e (\pi D^2/4) S n/300$  v și se grupează termenii ținînd seama că  $S n/30 = \bar{W}_P$  se obține

$$q_P = C_4 p_e \bar{W}_P. \quad (12.3)$$

Relațiile (12.2) și (12.3) arată că încărcarea termică a pistonului este proporțională cu puterea motorului raportată la aria pistoanelor (v. rel. 1.25) sau cu produsul  $p_e \cdot \bar{W}_P$  (în cap. 29 se prezintă dependențe mai exacte pentru  $q_P$ ). De-a lungul anilor, performanțele de lucru mecanic specific ( $p_e$ ) și viteză medie a pistonului ( $\bar{W}_P$ ) au sporit continuu, astfel că există tendința de creștere a încărcării termice a pistonului (fig. 12.10, a), ceea ce atrage după sine, o sporire

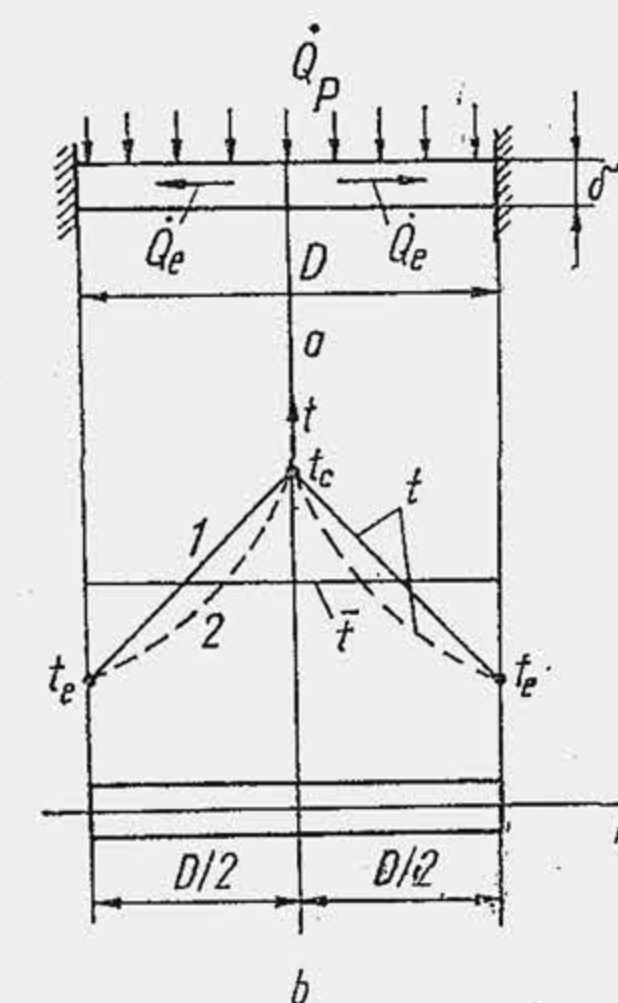


Fig. 12.9. Distribuția fluxului de căldură și a temperaturii din capul pistonului.



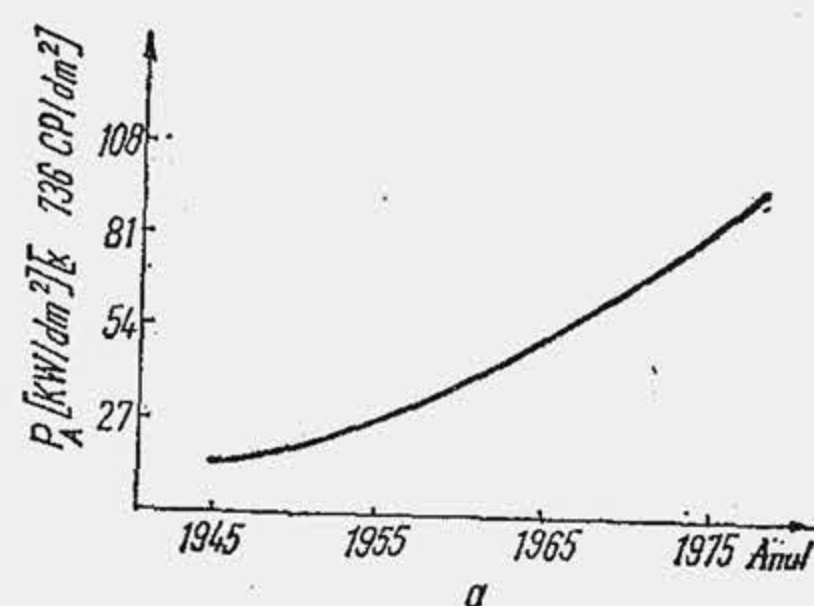


Fig. 12.10. Variatia in timp a puterii raportate  $P_A$  (a); evolutia temperaturii si a dimensiunilor pistonului,  $D = 90$  mm (b).

a temperaturii maxime a pistonului; în decurs de 15 ani, temperatura maximă a crescut în medie cu aproape  $80^\circ\text{C}$  (fig. 12.10, b). Încărcarea termică a pistonului generează tensiuni suplimentare, denumite tensiuni de origine termică, sau, simplu, *tensiuni termice*. Se consideră că o bară dreaptă este (fig. 12.11) încălzită de la temperatura inițială  $t_0$  (temperatura de montaj a pistonului) pînă la temperatura medie  $\bar{t}$ ; lungimea inițială  $L_0$  crește pînă la lungimea  $L = L_0 [1 + \alpha(\bar{t} - t_0)]$ ,  $\alpha$  fiind coeficientul de dilatare liniară, iar  $\bar{t} - t_0$  este diferența funcțională de temperatură. Rezultă o alungire specifică medie  $\bar{\epsilon}_t = (L - L_0)/L_0 = \alpha(\bar{t} - t_0)$ . Potrivit legii lui Hooke pentru starea liniară de eforturi unitare, în secțiunea transversală a barei apare tensiunea  $\bar{\sigma}_t = E\bar{\epsilon}_t = E\alpha(\bar{t} - t_0)$ ,  $E$  fiind modulul de elasticitate. Dacă bara este străbătută în plus de o densitate constantă de flux termic  $q_e$  sub influența diferenței locale de temperatură  $t_e - t_0$ , atunci fiecare element de bară realizează o alungire specifică  $\epsilon_t$ . Dacă  $\epsilon_t > \bar{\epsilon}_t$ , se produce o tensiune de compresiune; dacă  $\epsilon_t < \bar{\epsilon}_t$ , apare o tensiune de întindere. Cînd deformarea barei (ca și a capului) este limitată de acțiunea pereților laterali, atunci deformarea reală  $\epsilon$  este mai mică. Segmentul  $\bar{ab} = \bar{ac} - \bar{bc}$  reprezintă deformarea peretelui lateral, care se consideră proporțională cu deformarea reală a barei, adică  $\bar{ab} = k\epsilon$ , unde  $k$  este un coeficient care ține seama de rigiditatea peretelui lateral. Rezultă că  $\bar{\epsilon}_t = \epsilon + k\epsilon$  iar  $\epsilon = \alpha(\bar{t} - t_0)/(1 + k)$ . Efortul unitar local va fi  $\sigma = E(\epsilon_t - \epsilon) = E[\alpha(t - t_0) - \alpha(\bar{t} - t_0)/(1 + k)]$ , astfel că: 1) dacă peretele lateral este perfect rigid,  $k = \infty$ , iar  $\sigma = E\epsilon_t$ ; 2) dacă se înlătură peretele lateral, iar bara se dilată liber,  $\sigma = E(\epsilon_t - \bar{\epsilon}_t)$ . Capul pistonului reprezintă o placă iar în fiecare punct apar două eforturi unitare: unul tangențial  $\sigma_t$  și unul radial  $\sigma_r$ . Pentru distribuția parabolică de temperatură rezultă următoarele eforturi unitare maxime:

$$\sigma_{te \max} = a_1 E \alpha (t_e - t_0) \quad (12.4);$$

$$\sigma_{re \max} = a_2 E \alpha (t_e - t_0); \quad (12.5)$$

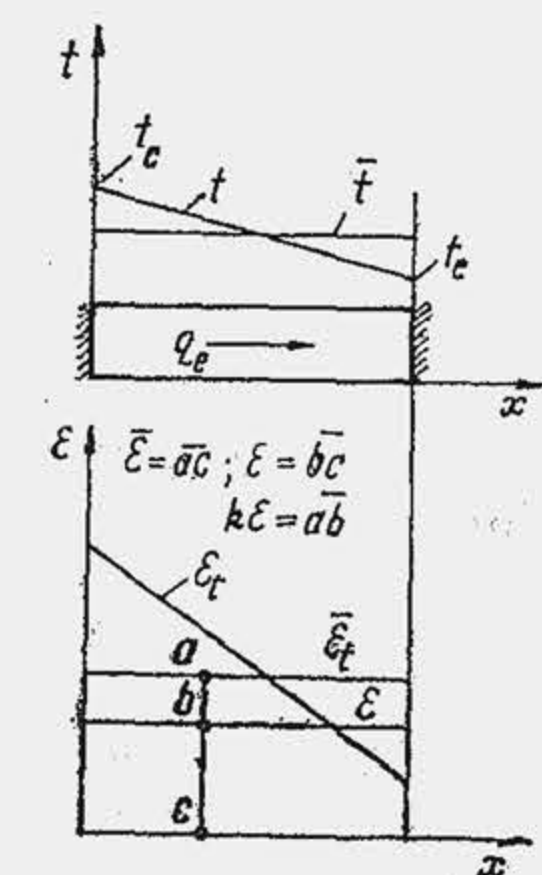


Fig. 12.11. Deformarea unei bare traversată de o densitate de flux termic.

dacă  $a_1 > 0$  și  $a_2 < 0$ , rezultă că în fibra exterioară efortul unitar tangențial maxim este de întindere, iar în centrul capului pistonului, efortul unitar radial maxim este de compresiune\*. În general se obține

$$\sigma = a E \alpha \Delta t_{ce}. \quad (12.6)$$

Pe baza legii conductibilității rezultă  $q_e = C_2 q_P = (\lambda/0,5 D) \cdot \Delta t_{ce}$ , și se substituie în relația (12.6):

$$q_P \cdot D = C_5 \cdot \frac{\sigma_a \cdot \lambda}{E \alpha} = C_5 \cdot F_{st}, \quad (12.7)$$

unde  $\sigma_a$  este rezistența admisibilă;  $\lambda$  — coeficientul de conductibilitate;  $F_{st}$  — factorul de solicitare termică a materialului. Se observă că  $F_{st}$  este definit de patru proprietăți fizice ale materialului, fiecare dintre ele dependentă de temperatură (fig. 12.12). La  $300^\circ\text{C}$ ,  $F_{st}$  scade de mai bine de trei ori. Astfel, tendinței generale de sporire a lui  $q_P$ , trebuie să-i corespundă o creștere a factorului de solicitare termică la același  $D$ , ceea ce se obține pe două căi principale: 1) prin reducerea nivelului de temperatură maximă a capului pistonului; 2) prin îmbunătățirea proprietăților termice ale materialului. Inginerul mecanic acționează pe prima cale; calea a doua este la îndemîna inginerului metalurg.

Se substituie relația (12.3) în (12.7) și se obține

$$p_e \bar{W}_P D = C_6 F_{st}, \quad (12.7^*)$$

ceea ce arată posibilitățile de acțiune ale proiectării. De exemplu: dacă  $F_{st}$  nu poate fi sporit adecvat la mărirea lui  $p_e$  (motor supraalimentat) sau la mărirea lui  $\bar{W}_P$  (motor rapid), atunci trebuie micșorat alezajul  $D$ , ceea ce revine, în general, la mărirea numărului de cilindri pentru aceeași putere efectivă nominală a motorului sau la reducerea puterii efective pe cilindru.

Relația (12.6) arată că pentru a reduce tensiunile termice din capul pistonului trebuie să se acționeze în sensul reducerii diferenței maxime de temperatură.

#### 12.1.1.4. Ungerea, frecarea și uzarea pistonului

Uleiul ajunge pe oglinda cilindrului proiectat de manetoane (v. fig. 12.70). Vitezele mari de deplasare a pistonului, asigură un regim hidrodinamic de ungere, îndeosebi pe porțiunile medii ale cursei și la turații mari. În jurul punctelor moarte cînd viteza pistonului se reduce pînă la anulare, se produce întreruperea filmului de ulei.

Condițiile grele de ungere impun cuplului de frecare piston-cilindru să posede proprietăți antifricțiune superioare pentru a se preveni griparea și a se micșora coeficientul de frecare.

\* În cazul  $k \neq 0$ :  $a_1 = 0,25$ ,  $a_2 = -0,5$ , pentru  $t_e > t_0$ ;  $a_1 = -0,25$ ,  $a_2 = 0,5$ , pentru  $t_e < t_0$ .

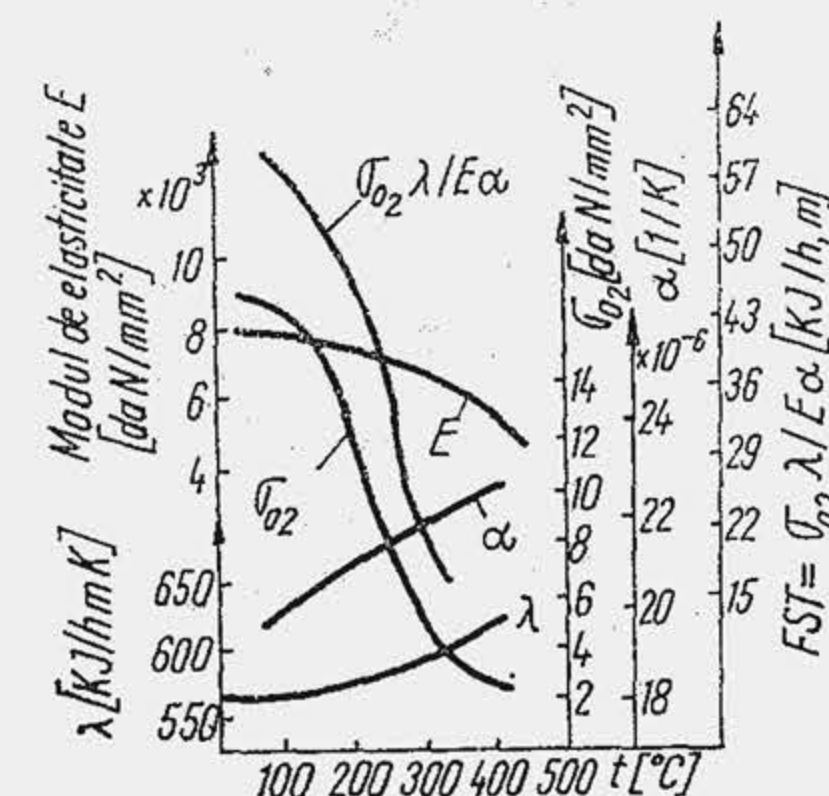


Fig. 12.12. Dependența unor proprietăți ale aliajului de piston și a factorului de solicitare termică de temperatură.



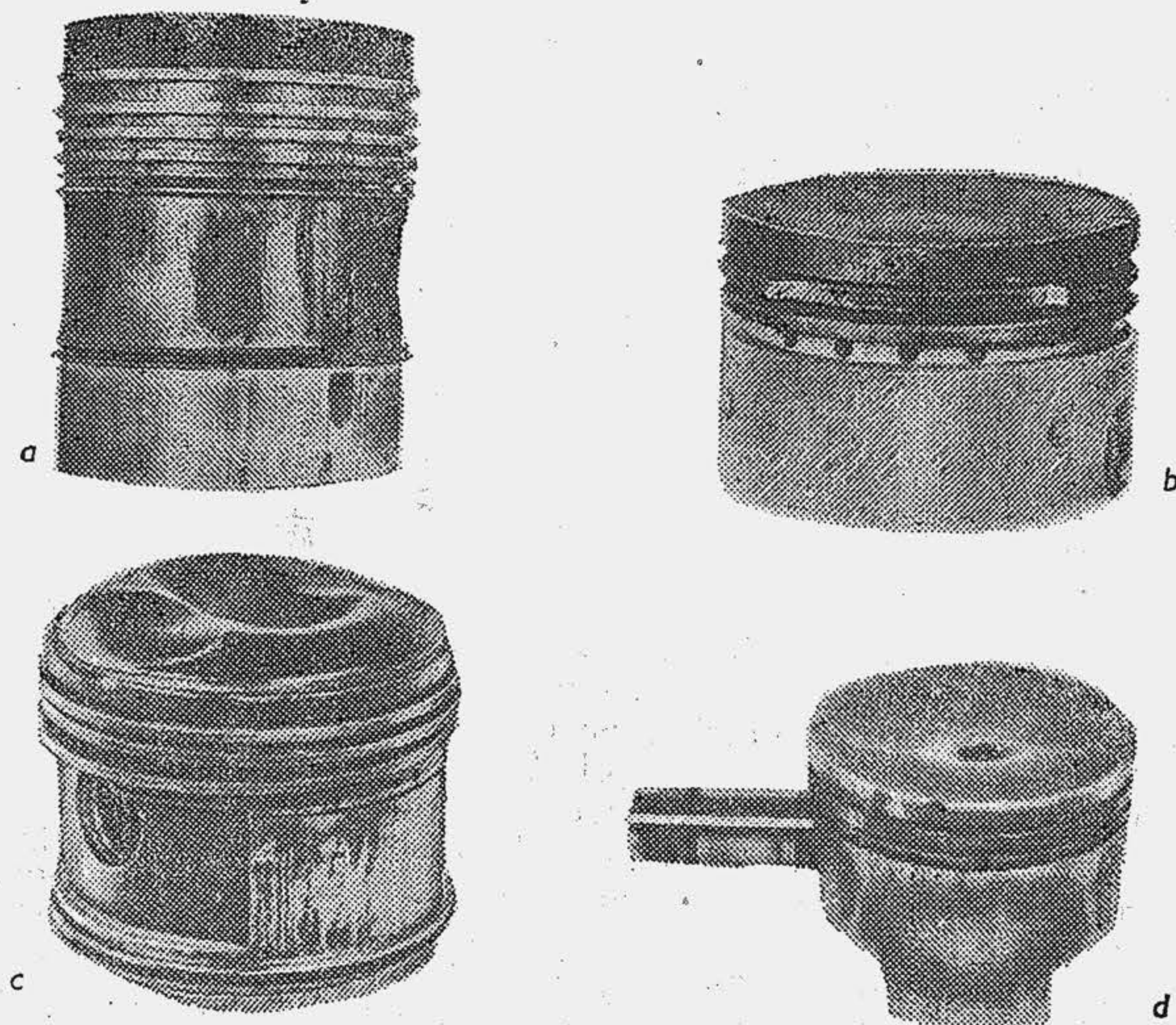


Fig. 12.13. Tipuri caracteristice de uzură a pistonului.

Procesul de uzare a pistonului este determinat de tipurile principale de uzare și anume: uzarea adezivă, uzarea abrazivă, uzarea de contact, uzarea prin oboseală. Dacă jocurile de montaj sînt insuficiente, ungerea este nesatisfăcătoare, deformarea pistonului este neuniformă, apar rizuri pe suprafața mantalei (fig. 12.13, a). Prin bătaia pistonului se expulzează pelicula de ulei și apar puncte de contact direct. În cazul unui montaj incorect sau al supraîncălzirii pistonului, uzarea de contact evoluează pînă la griparea pistonului. Apariția între manta și cilindru a unor particule dure (așchii de metal, praf, particule de calamină sau lac) deplasate îndeosebi de curenții de ulei, produc uzura abrazivă. Materialul pistonului din dreptul primului canal încălzindu-se puternic își pierde rezistența și duritatea, iar șocurile repetate ale segmentului pe flancurile canalului produc teșirea sau ruperea lor (b). Deformarea flancurilor canalelor reduce într-atît eficiența de etanșare a segmentelor încît constituie principala cauză care scoate din funcțiune pistonul. Încălzirea intensă a capului pistonului provocată la MAS de detonație sau aprinderi secundare, de amestecul prea sărac sau de un avans prea mic la declanșarea scînteii, conduce la deformarea capului (c) sau găurirea lui (d). La motoarele pentru tractoare s-a observat o uzare mai rapidă a locașurilor bolțurilor în comparație cu uzura canalului primului segment, determinată de oboseala superficială a materialului.

#### 12.1.1.5. Evacuarea căldurii din piston

Temperatura ridicată a pistonului afectează nu numai siguranța în funcționare și uzarea; se micșorează gradul de umplere, crește înclinarea la detonație a motorului. Evacuarea căldurii din piston devine astfel un deziderat de primă importanță. Se observă de la început că există o anumită corelație

între căldura evacuată prin RPS și cea evacuată prin manta. În soluția clasică de piston, RPS nu vine în contact cu cilindrul, dar căldura se evacuează prin intermediul segmentelor. Mantaua care ghidează pistonul în cilindru trebuie să aibă dilatări mici pentru ca jocul la rece și zgomotul să fie reduse. Ca urmare este de dorit să se micșoreze fluxul termic prin manta, ceea ce presupune însă o creștere a fluxului termic la nivelul RPS. Dezideratul este obiectabil deoarece conduce la o încălzire importantă a RPS-ului, care intensifică fenomenul de coxare a segmentelor.

Evacuarea de căldură din piston se realizează pe mai multe căi. Una dintre soluțiile eficiente constă în utilizarea unor materiale cu conductibilitate ridicată, care ușurează deplasarea fluxului termic (fig. 12.14). Mărirea lui  $\lambda$  sporește factorul  $F_{st}$ , ceea ce permite o încălzire termică mai înaltă a capului de piston.

Odată cu creșterea încălzirii termice a pistonului s-a impus răcirea forțată a capului care urmărește: 1) să reducă temperatura maximă pentru a spori valoarea factorului  $F_{st}$  în funcționare; 2) să reducă temperatura primului canal pentru a preveni blocarea segmentului; 3) să reducă diferențele de temperatură pentru a micșora tensiunile termice și deformările. S-au dezvoltat mai multe soluții de răcire a capului. Cea mai simplă constă în proiectarea unor jeturi de ulei pe partea interioară a capului (fig. 12.15, a) și se aplică dacă  $P_A = 30 \dots 40 \text{ kW/dm}^2$  ( $40 \dots 55 \text{ CP/dm}^2$ ). Uleiul de răcire sub presiune trece prin canalul A practicat în corpul bielei și este evacuat sub formă de jeturi prin orificiile pulverizatorului z. La MAC-ul cu puteri raportate  $P_A > 40 \text{ kW/dm}^2$  ( $55 \text{ CP/dm}^2$ ) se adoptă soluția cu circulația forțată a uleiului, care, în forma cea mai simplă este arătată în (b). Sub capul pistonului se creează un spațiu de răcire, cu discul inelar 1, pe care se fixează flanșa 2, cu șuruburile 3. Jiclorul 4 este apăsător pe piciorul bielei de un arc 5. Uleiul este adus în spațiul de răcire, sub presiune, tot prin corpul bielei. Orificiul de evacuare 6 dozează debitul de ulei. Un grad mai înalt de răcire se obține dacă se practică în capul pistonului, la turnare, un canal de formă dreptunghiulară sau circulară în care se încorporează adeseori o serpentină. Efectul de răcire este arătat în figura (12.16 a, b și c). Cînd la MAC puterea raportată  $P_A > 55 \text{ kW/dm}^2$  ( $75 \text{ CP/dm}^2$ ) se folosește pistonul format din două piese, între care se realizează spațiul de răcire. Cele două piese se assemblează prin presare la o diferență de temperatură (subrăcire și încălzire) sau prin sudare cu jet de electroni. Trecerea de la pistonul monobloc la pistonul din două piese reduce sensibil temperatura primului canal de segment (fig. 12.16, d și e).

O influență importantă asupra temperaturii pistonului o exercită procedeul de răcire a motorului (fig. 12.17). Încălziri suplimentare locale sînt determinate de forma pistonului, de

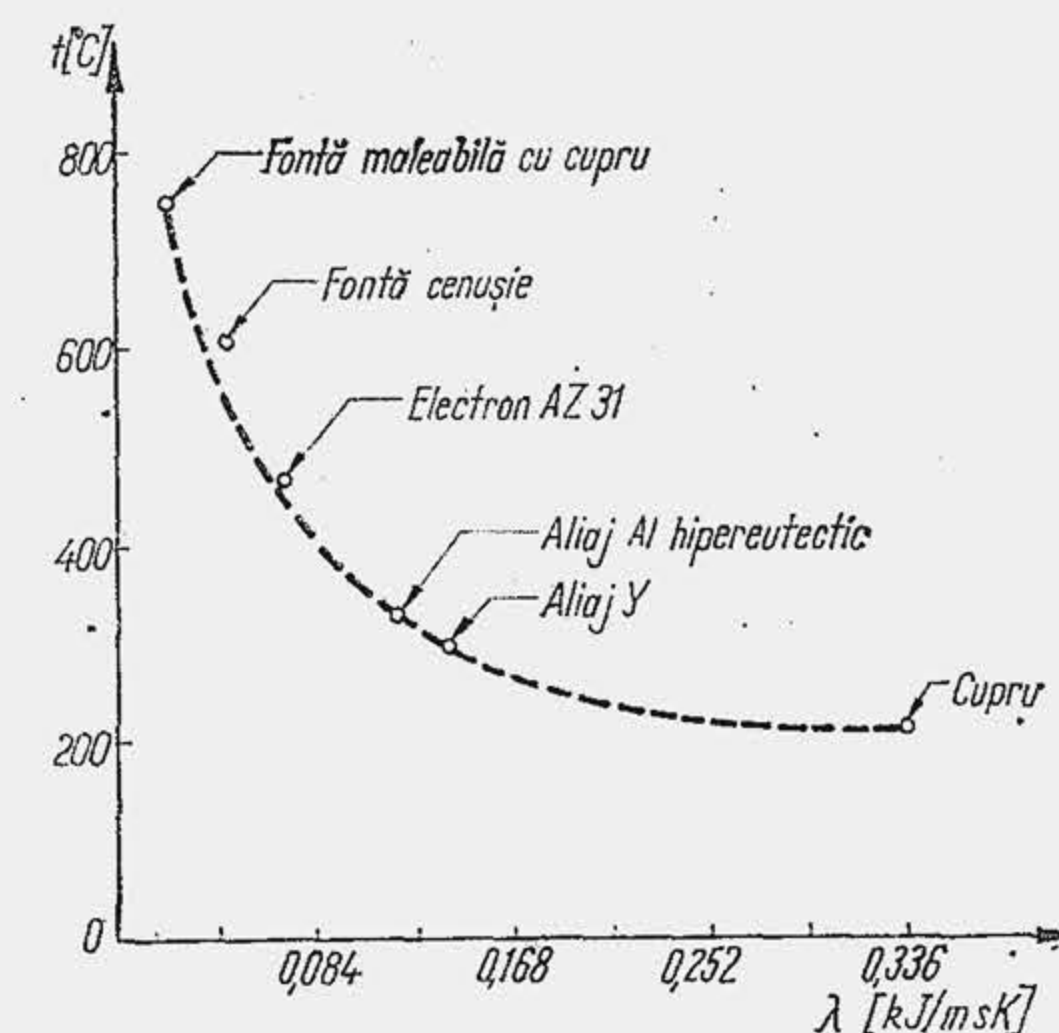


Fig. 12.14. Influența conductibilității materialului asupra temperaturii pistonului.



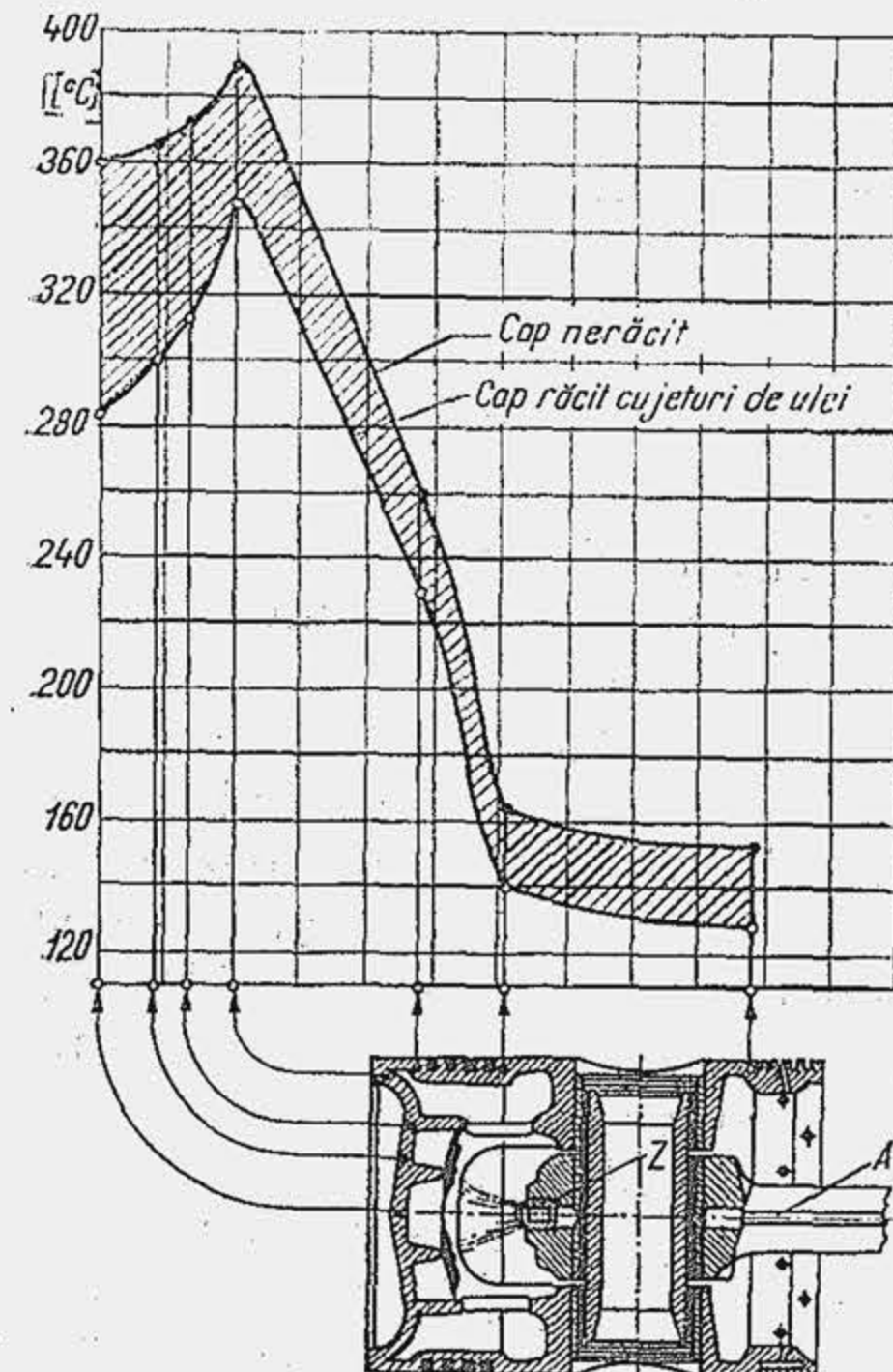
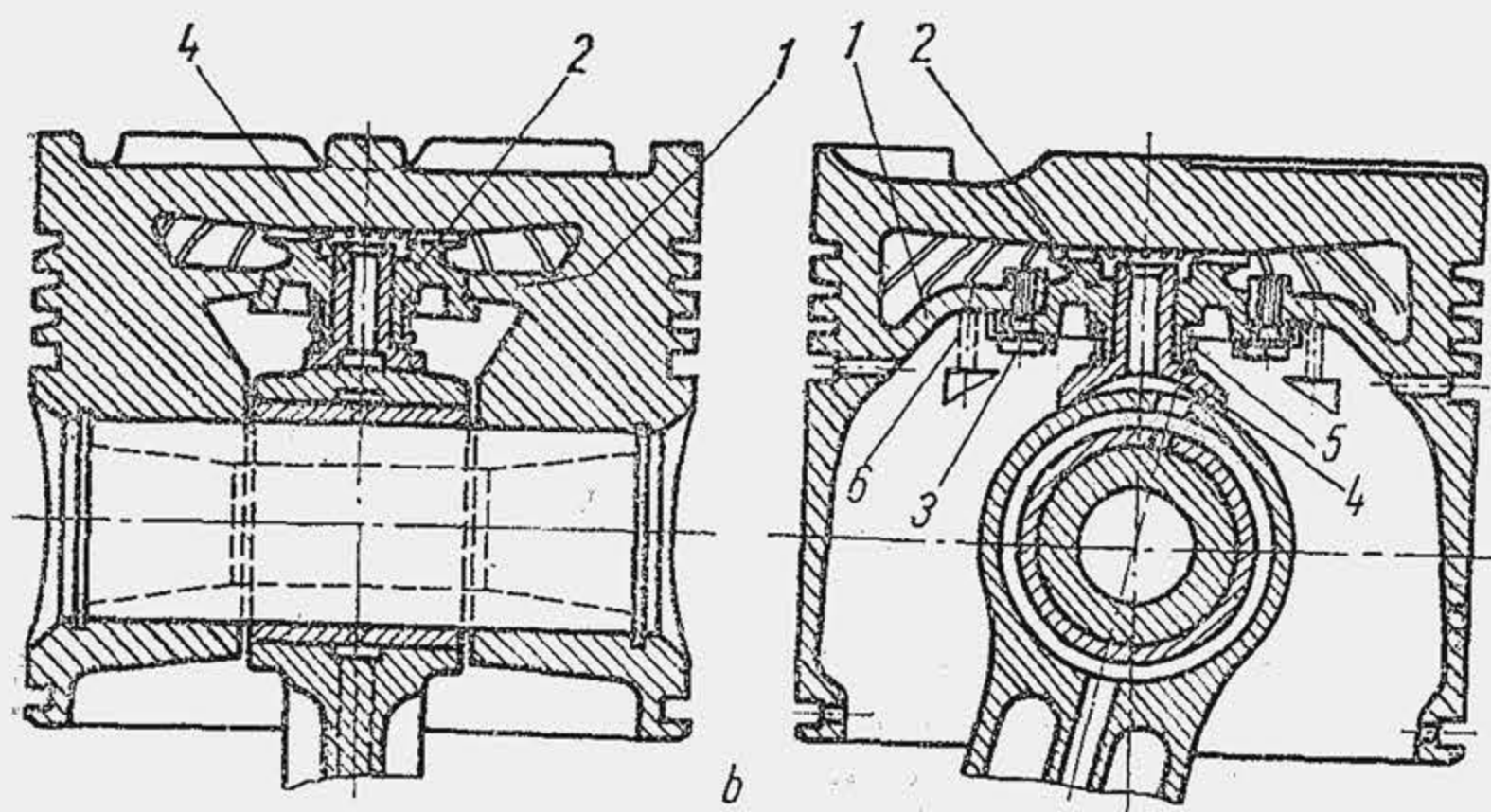


Fig. 12.15. Răcirea capului pistonului cu jeturi de ulei (a) și flux de ulei (b).

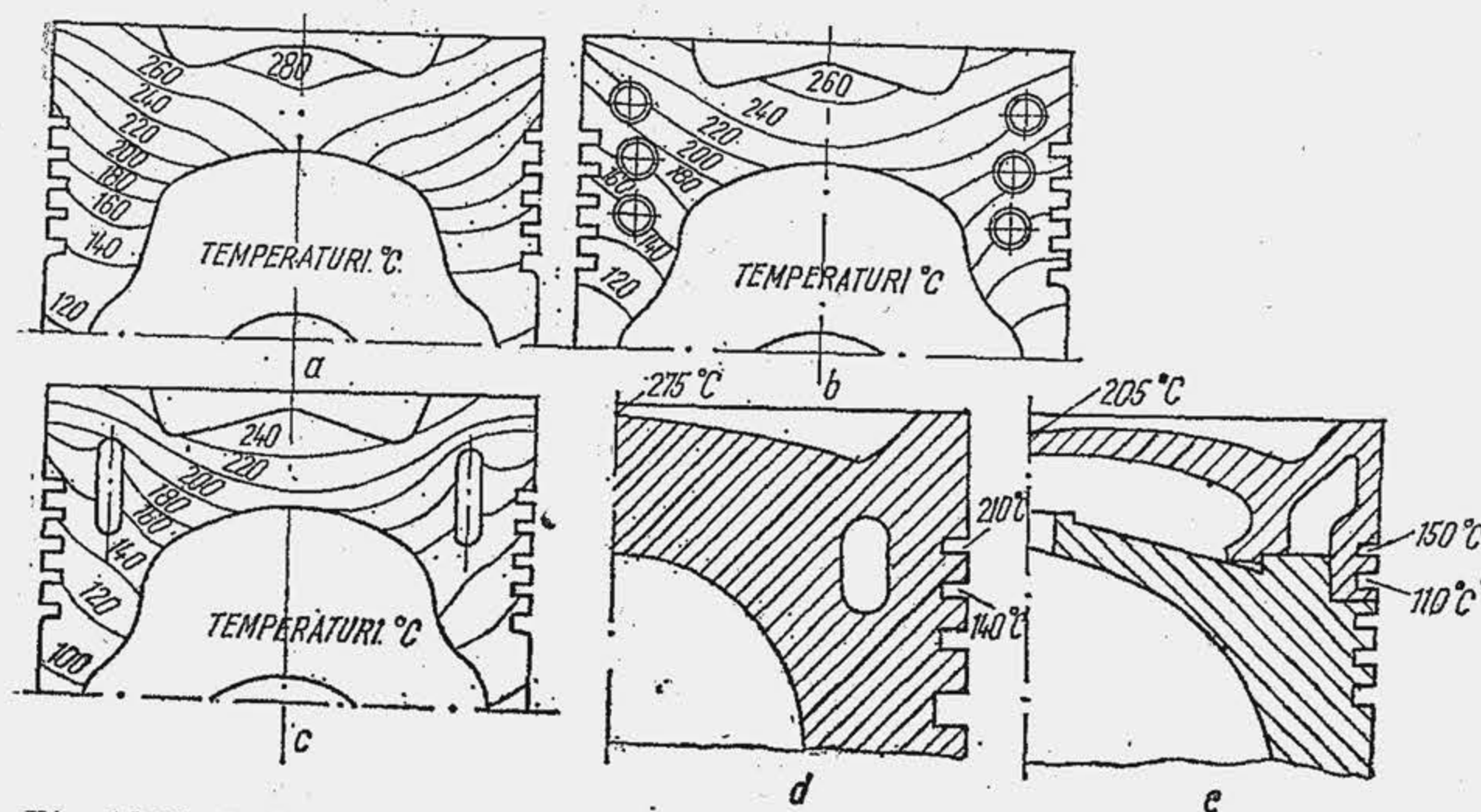


Fig. 12.16. Reducerea temperaturii pistonului, prin răcirea capului cu un flux de ulei.

jeturile de combustibil și de flacără. Astfel, capul pistonului este în general mai cald la motoarele cu camere separate de preardere în comparație cu motoarele echipate cu camere de ardere unitare.

#### 12.1.1.6. Masa pistonului

Tendința generală de reducere a masei organelor de mașini, în scopul economiei de metal este accentuată în cazul pistoanelor de un deziderat suplimentar: reducerea forțelor de inerție în vederea sporirii turației — cale eficientă de mărire a puterii motorului. Se poate proiecta un piston cu masa redusă dacă: 1) se micșorează grosimea peretilor — procedeu obiectionabil din punctul de vedere al rigidității și rezistenței mecanice; 2) se reduce înălțimea RPS — procedeu limitat de numărul și înălțimea segmentelor; 3) se scurtează mantaua — procedeu limitat de valoarea maximă a presiunilor specifice; 4) se utilizează aliaje cu densitate redusă — procedeu limitat de rezistența mecanică mai mică a acestor materiale.

Experiența arată că masa pistonului crește cu puterea a treia a alezajului (fig. 12.18), ceea ce a permis să se definească densitatea (greutatea specifică) aparentă a pistonului fără segmente și bolt, de forma

$$\rho_P = m_P / D^3 \text{ [kg/dm}^3\text{]};$$

$$\gamma_P = G_P / D^3 \text{ [kgf/dm}^3\text{]}. \quad (12.8)$$

Densitatea aparentă variază, după Mahle, în limitele indicate în tabela 12.2; ea servește la proiectare, pentru compararea diferitelor soluții construc-

Tabela 12.2

Densitatea aparentă a pistoanelor\*

Materialul	Tipul motorului	$\rho_P$ [kg/dm <sup>3</sup> ]
Aliaj de aluminiu	MAS 4 timpi	0,5...0,8
	MAS 2 timpi	0,8...1,0
	MAC 4 timpi	0,9...1,4
	— camera de ardere divizată	0,9...1,2
	— camera de ardere unitară	1,2...1,4
Fontă	MAC 2 și 4 timpi	1,6...2,4

\* Densitatea aparentă se sporește cu 20—40% la pistonul montat (masa boltului și segmentelor).

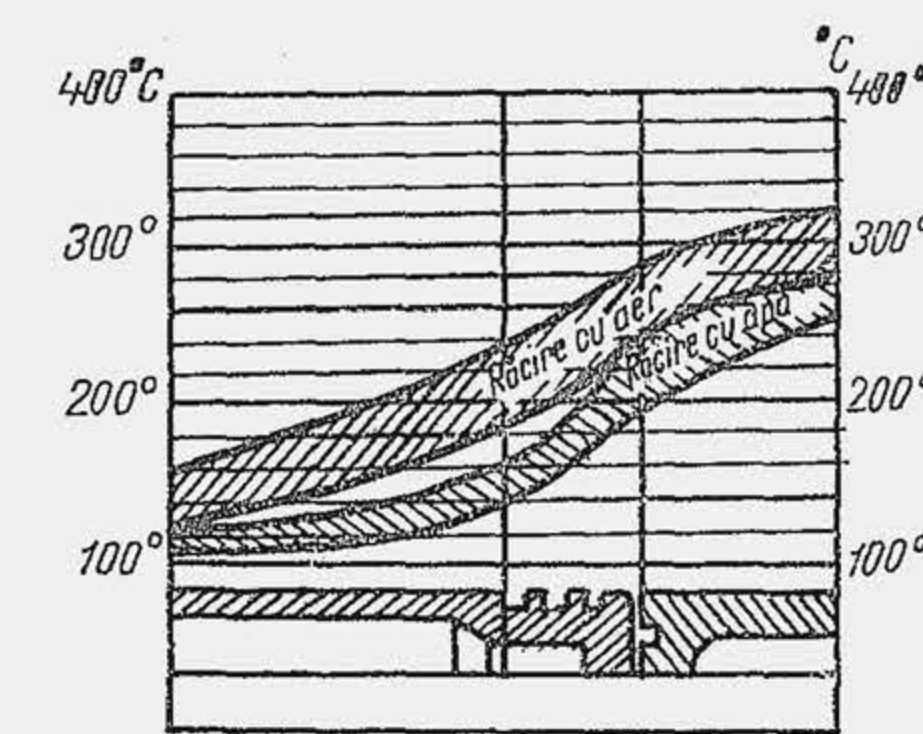


Fig. 12.17. Influența procedului de răcire a motorului asupra temperaturii pistonului.

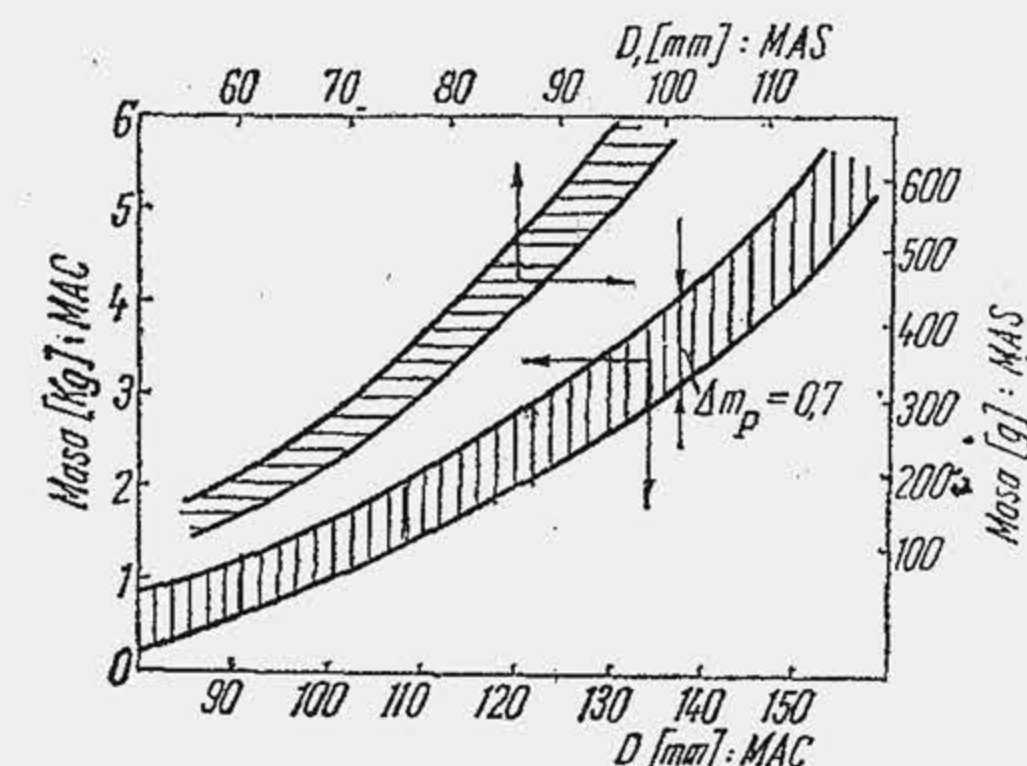


Fig. 12.18. Dependența masei pistonului de alezaj.



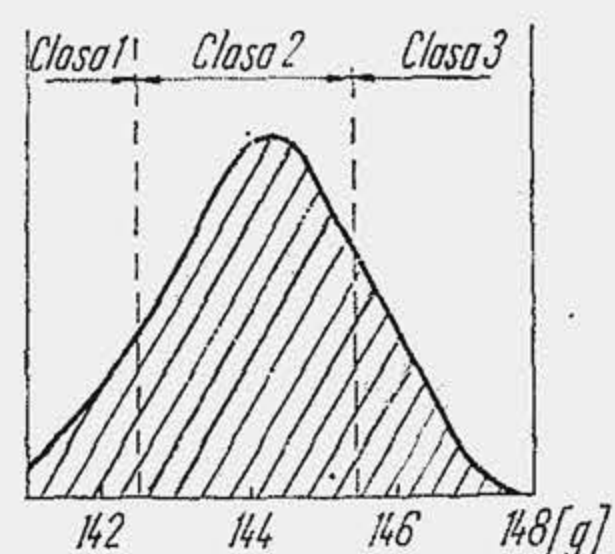


Fig. 12.19. Curba Gauss a greutății pistonului după turnare.

prin îndepărtarea unei părți din manta în zona inactivă a pistonului, prin evazarea mantalei în zona umerilor pistonului.

Pentru buna echilibrare a motorului pistoanele trebuie să fie identice. Din fabricație, masa  $m_p$  se distribuie după o curbă Gauss (fig. 12.19) cu o plajă de 7 g pentru un piston de 55 mm alezaj. Proiectantul prevede la partea inferioară a pistonului o zonă îngroșată, din care se îndepărtează materialul prin prelucrare mecanică pînă la atingerea masei prescrise. Toleranțele de masă la prelucrare se limitează la 3%, ceea ce, la o fabricație îngrijită, face posibilă sortarea pistoanelor în mai multe clase, cu o abatere de la masa nominală de sub 1% și eliminarea unor operații suplimentare de prelucrare mecanică.

#### 12.1.1.7. Investigația experimentală a pistonului

Pînă în ultimii ani pistonul se realiza după metoda „încearcă și corectează”; tehnica actuală de investigație a pistonului a transformat în știință, „arta” de a realiza un piston, bazată desigur pe ample cunoștințe empirice. Nu întîmplător, pistonul a devenit un obiect de cercetare experimentală și analitică foarte rafinată. Se exprimă părerea că pentru un motor cu ardere internă pistonul este „călcîiul lui Achile”, este organul care limitează creșterea puterii pe cilindru sau a puterii raportate  $P_A$ . Investigația experimentală a pistonului oferă astăzi un număr mare de informații privind deformările mecanice și termice; nivelul și câmpul de temperatură, cu deosebire în zonele periculoase; nivelul și câmpul de tensiuni, cu deosebire în zonele de concentrare a eforturilor unitare; mișcarea transversală, mișcarea de rotație, viteza de șoc pe cilindru, vibrația cilindrului.

S-au dezvoltat două metode de investigație experimentală: 1) pe stand, în condiții statice sau staționare; 2) pe motor, în funcționare.

Încercarea pe stand, „la rece” permite a se supune pistonul la o presiune egală cu presiunea maximă din cilindru (fig. 12.20, a). Se introduce pistonul în stare montată în cilindrul 1, iar biela se reazemă pe suportul fix 2. Cilindrul este închis cu placa 3. Pompa 4 deplasează uleiul din rezervorul 5 prin răcitorul 6 în spațiul 7, la presiunea impusă. Încercarea pe stand „la cald” cuprinde un sistem de încălzire a capului (fig. 12.20, b) cu un arzător cu gaze 8 sau o rezistență electrică 9 (detaliul d). Instalația cuprinde circuitul de răcire cu apă care preia o parte din fluxul de căldură primit de piston și circuitul de ulei pentru răcirea forțată a capului, care preia restul fluxului de căldură. Încercarea pe stand asigură reproducerea cu o precizie satisfăcătoare, a nivelului și câmpului de temperatură din funcționare (detaliul c). Încercările pe stand ușurează montarea mărcilor tensometrice și a termocuplelor și înregistrarea semnalului electric;

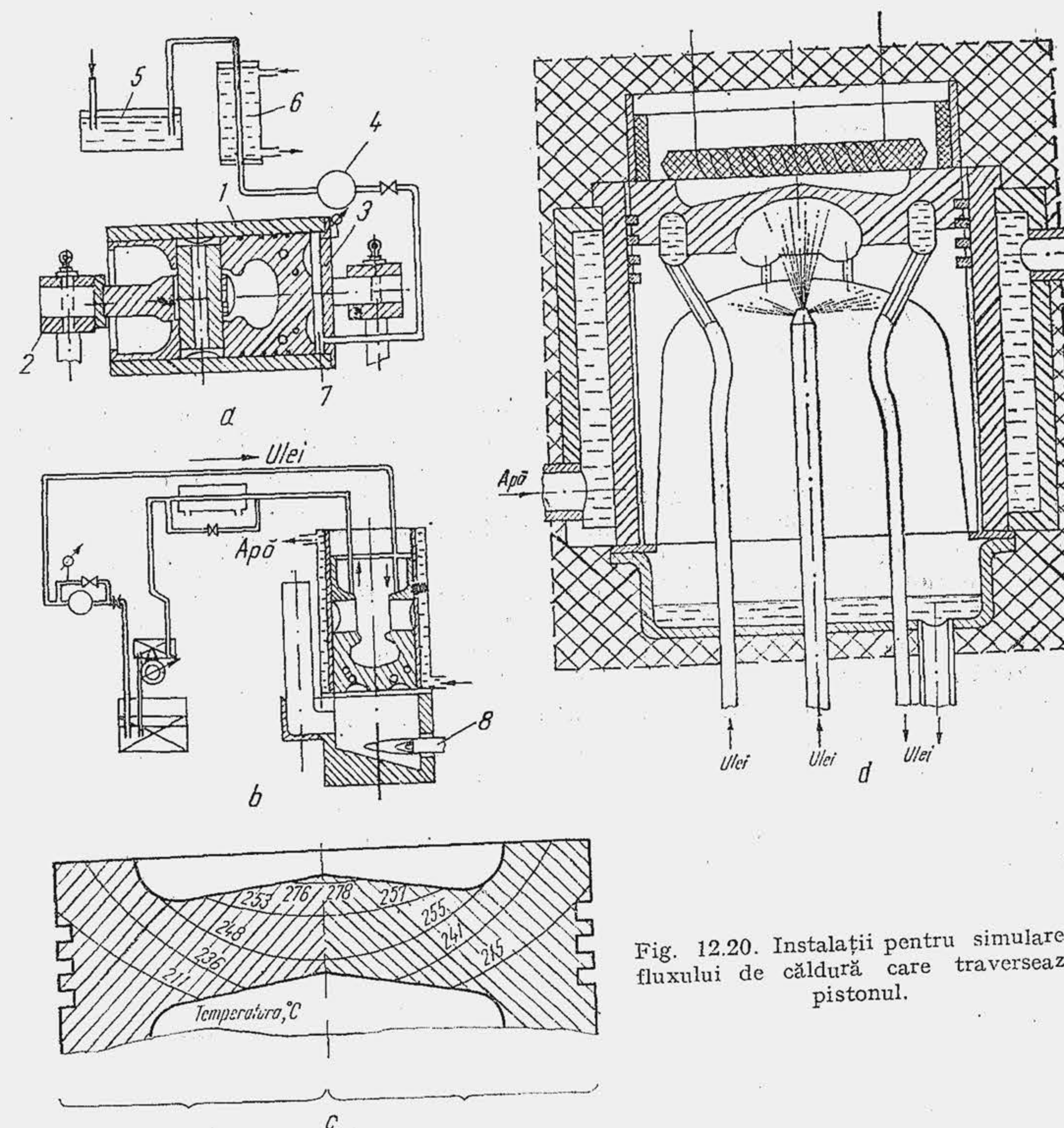


Fig. 12.20. Instalații pentru simularea fluxului de căldură care traversează pistonul.

ele permit determinarea debitului de ulei pentru răcire precum și corelarea acestuia cu fluxul de căldură preluat de ulei și cu temperaturile diferitelor zone ale pistonului (fig. 12.21). Încercarea pe stand ușurează studiul diferitelor soluții constructive de piston, de segment, de canale pentru răcire etc.

Încercarea pe motor este mai dificilă. Pentru măsurarea temperaturii în funcționare s-au dezvoltat două metode: metoda „urmelor” și metoda electrică. În primul caz, temperatura se determină pe baza efectelor remanente produse de temperatură asupra unor proprietăți ale materialelor. Astfel, se încorporează în piston știfturi de oțel care își modifică duritatea sub acțiunea temperaturii sau știfturi fuzibile care se topesc la o anumită temperatură; se aplică substanțe care își schimbă culoarea; se măsoară direct duritatea materialului de piston.

Metoda știfturilor fuzibile este simplă dar precizia de determinare este mică din cauza discontinuității scării de temperatură. Știfturile, confecționate



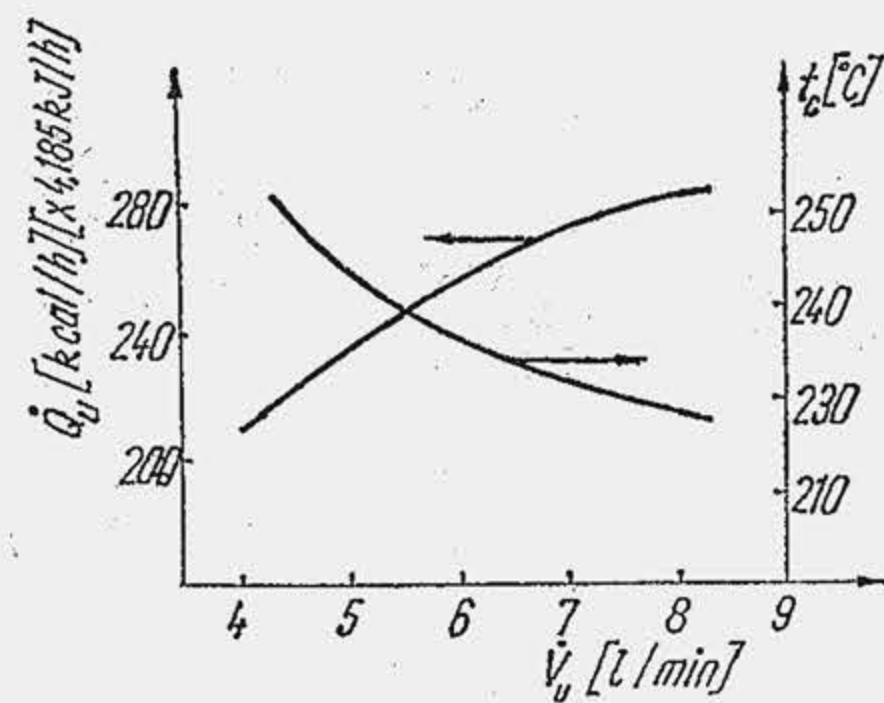


Fig. 12.21. Influența debitului uleiului de răcire asupra fluxului de căldură evacuat din piston.

S-a elaborat un aliaj de aluminiu EC-124 (Cu-1,5%, Si-2,5%, Mn-1%, Mg-0,5%, Ni-1,5%, Co-1%, Fe-0,7%) care-și menține duritatea, modificată de temperatură, dacă funcționează cel puțin 3 ore într-un regim constant (fig. 12.22, b). După funcționare, pistonul, confecționat din aliajul EC-124, este demontat și secționat; se determină duritatea pe suprafață sau în adâncime. Metoda electrică folosește ca receptori de temperatură termocuplul sau termistorul. Ea ridică problema transmiterii semnalului electric la aparatul de înregistrare, deoarece pistonul este în mișcare. Se utilizează transmiterea semnalului prin conductor electric (transmitere continuă sau intermitentă — se produce un contact metalic numai când pistonul ajunge la *pme*) sau prin emițător radio montat pe piston. Contactele intermitente, prin intermediul unor lame elastice, au dat recent satisfacție la un motor adus la 4 500 rot/min. Transmiterea semnalului electric fără contact a permis măsurarea temperaturii pistonului pînă la 5 500 rot/min [6]. Astfel, s-a fixat cu adeziv un termistor (semiconduc-

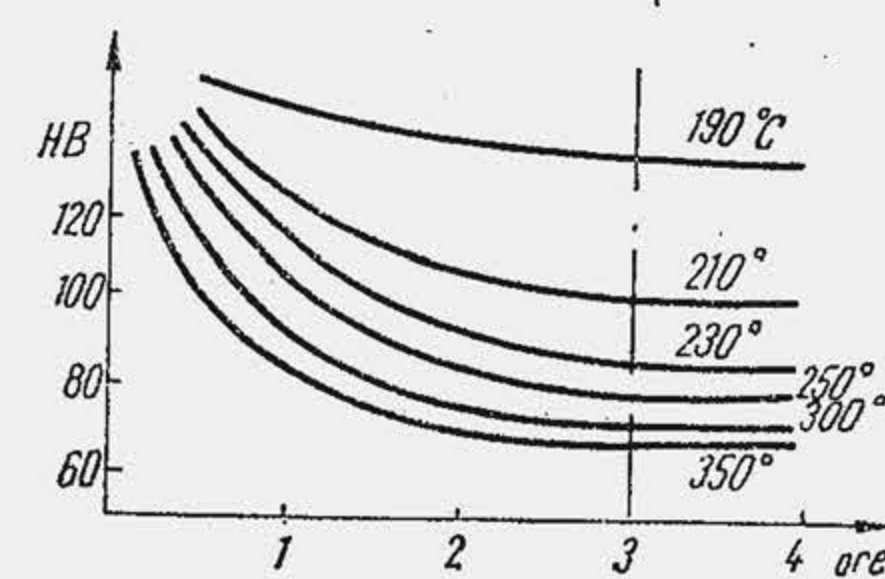
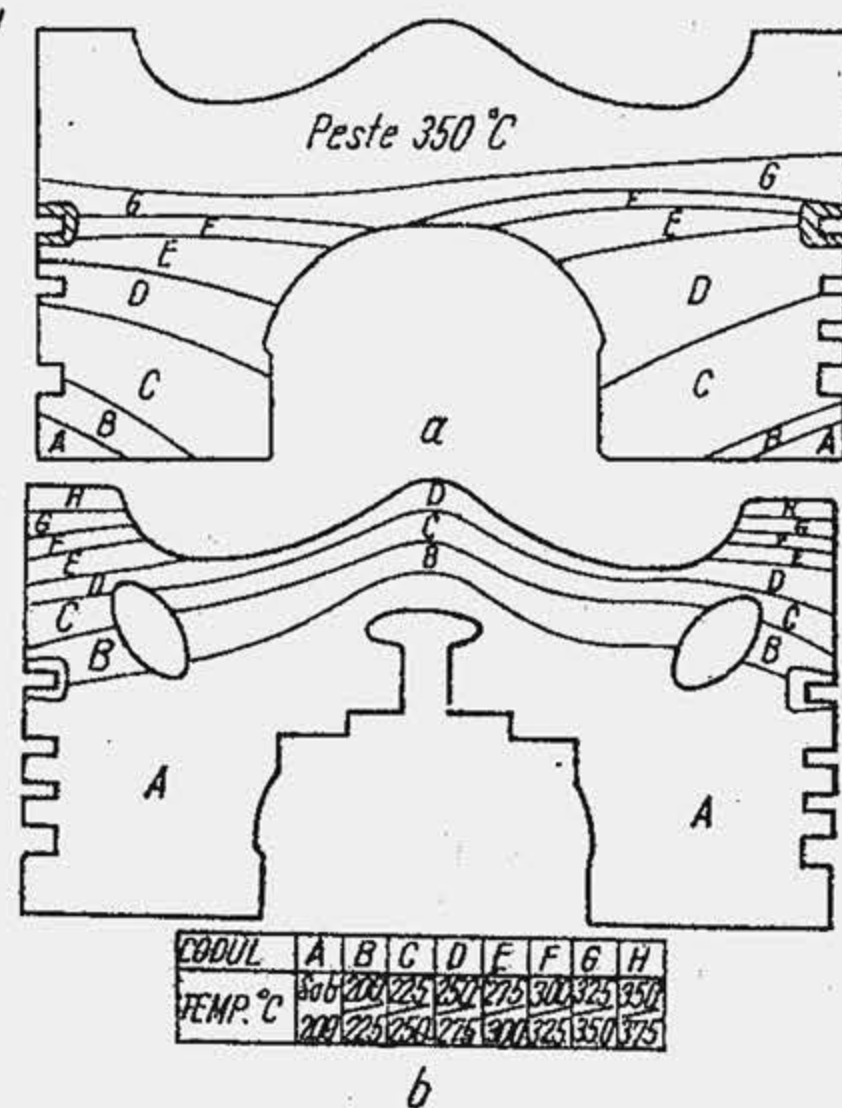


Fig. 12.22. Cîmpul de temperatură din piston determinat prin metoda știfturilor (a); variația durității aliajului EC-124 cu timpul și temperatura.

\* Bi(100%)—271°C; Bi(97,5%)+Ag(2,5%)—262°C; Bi(97,3%)+Zn(2,7%)—254°C; Pb(87%)+Sb(13%)—247°C; Sn(100%)—232°C; Ag(3,5%)+Sn(96,5%)—223°C; Zn(9%)+Sn(91%)—201°C etc.

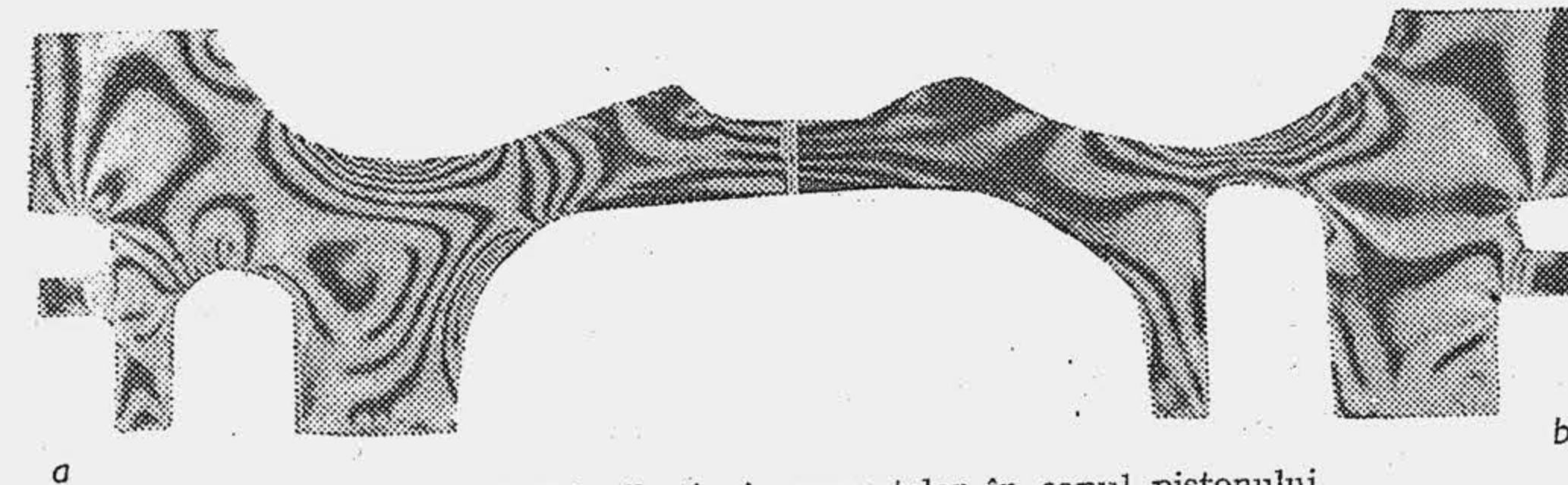


Fig. 12.23. Distribuția izocromatelor în capul pistonului.

tor care-și reduce sensibil rezistența cu creșterea temperaturii) pe capul pistonului și s-a conectat prin fir, la o bobină cilindrică montată la partea inferioară a mantalei. O a doua bobină de tip „dorn” este fixată pe carter și inclusă într-un circuit exterior, prevăzut cu un amplificator și un osciloscop. La *pme* cele două bobine pătrund una în alta, și modifică tensiunea în circuitul exterior, în funcție de tensiunea din circuitul primar, montat pe piston. Pentru determinarea eforturilor unitare s-au folosit traductori tensometrici rezistivi. Mărcile tensometrice se fixează pe suprafața interioară a pistonului iar variația rezistenței electrice a traductorului se măsoară cu o punte tensometrică; se ridică din nou problema transmiterii semnalului electric la distanță. Eforturile unitare rezultă din alungirile măsurate tensometric, pe baza relațiilor dintre eforturi unitare și alungiri.

Pentru studiul eforturilor unitare s-a aplicat metoda fotoelastică. Se construiește un model de piston din o rășină epoxidică (Araldit) care devine birefringentă la aplicarea forțelor. Modelul este încărcat cu o sarcină care simulează presiunea maximă a gazelor și se iluminează cu un fascicul de lumină polarizată liniar. Benzile întunecate, izocromatele, reprezintă curbe de egală diferență a eforturilor unitare principale. Metoda fotoelastică a fost aplicată [17] pe un model plan care reproduce la scară o secțiune din capul pistonului. Izocromatele (fig. 12.23) arată fluxul de forțe și concentrarea de eforturi pentru două soluții distincte. Eforturile unitare se determină prin intermediul unui criteriu de similitudine între model și piston. În fine, tot în studiul pe modele, s-a aplicat metoda lacurilor casante.

Mișcarea transversală a pistonului, hotărâtoare pentru șocul lateral și zgomot, s-a determinat cu ajutorul a opt traductori de tip inductiv (traductorii capacitivi au dat rezultate comparabile), montați pe manta la partea superioară și inferioară și pe cilindru. Se înregistrează simultan unghiul  $\alpha$  și se obține deplasarea transversală  $s_i$  (fig. 12.24). Dacă se asociază o diagramă a forței normale  $N$  se găsește că modelul de mișcare transversală este asemenea cu modelul de variație a forței  $N$ . S-au evidențiat mai multe faze caracteristice de mișcare: a) muchea inferioară a mantalei se desprinde de pe cilindru, iar pistonul se rotește în jurul muchiei superioare a mantalei (cînd RPS-ul nu vine în contact cu cilindrul) pînă la impact; b) impactul muchiei superioare a mantalei cu peretele cilindrului, prin rotirea în jurul muchiei inferioare;

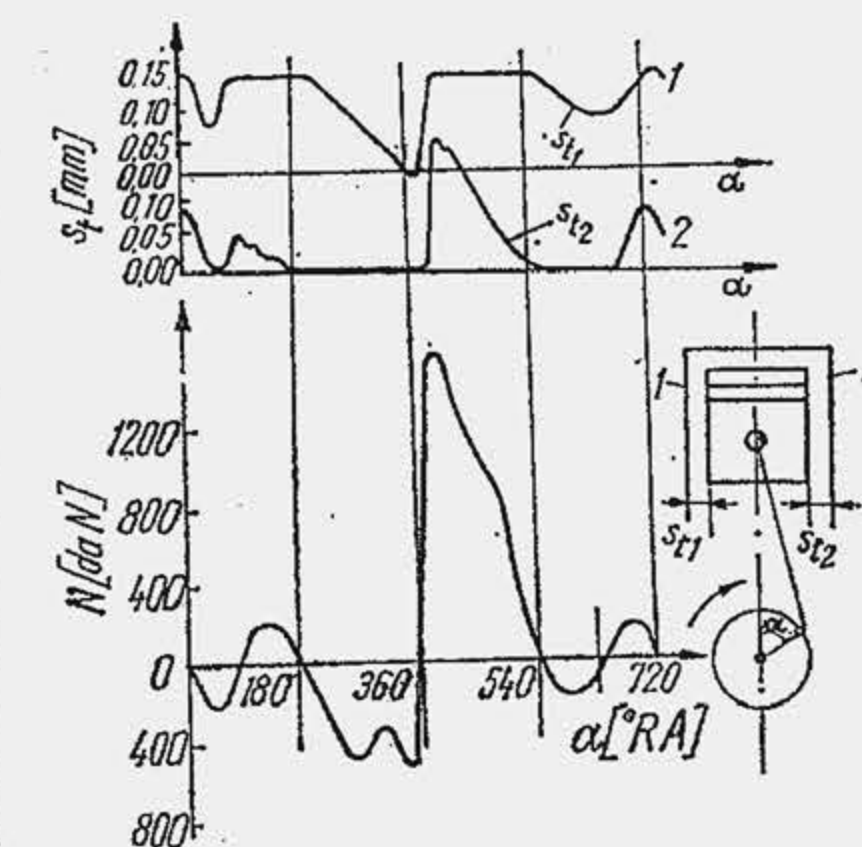


Fig. 12.24. Deplasarea transversală a pistonului.



c) impactul ambelor muchii, simultan. Durata basculării ajunge la  $6 \dots 35^\circ \text{RA}$ . Șocurile importante ar trebui să se producă la începutul cursei de destindere, când, după schimbarea sensului, forța  $N$  atinge valoarea maximă. Totuși, șocuri mai periculoase pentru vibrația cilindrului se produc la începutul curselor de evacuare și comprimare, când forțele  $N$  sînt mai mici (v. fig. 10.14, c). Această comportare s-a explicat prin efectul de amortizare exercitat de pelicula de ulei, care are o grosime mai mare în jurul  $p_{mi}$  în timpul arderii. Măsurările indică o durată a ciocnirii de ordinul a  $10^{-4}$  s, astfel încît forța de contact care produce șocul muchiei superioare a mantalei ajunge să fie de  $10 \dots 15$  ori mai mare decît forța  $N$ . Deși forța de contact are o acțiune locală și limitată în timp ea produce deformări dinamice ale cilindrului, care compromit etanșarea la gaze și ulei și declanșează vibrații puternice ale cilindrului (v. par. 15.3).

### 12.1.2. CONSTRUCȚIA PISTONULUI

**Arhitectura capului pistonului.** Capul pistonului depinde în mare măsură de tipul camerei de ardere. La MAS are de obicei forma unui disc plan (fig. 12.25, a), deoarece în acest caz suprafața de schimb de căldură este minimă, iar fabricația este simplă. Forma concavă (b) apropie camera de ardere de forma semisferică dar în concavitate se acumulează ulei care formează calamină. Forma bombată (c) rezistă mai bine, deoarece presiunea gazelor produce eforturi unitare de compresiune, dar are în schimb o suprafață mai mare de schimb de căldură, iar costul fabricației crește. La MAC forma capului pistonului se apropie de cea plană pentru motoarele cu camere de ardere împărțite; pentru camerele neîmpărțite capul are forma de cupă mai mult sau mai puțin deschisă (d și e) sau este mulat după forma jetului (f). La motoarele cu raport mare de comprimare, deoarece capul pistonului se apropie mult de chiulasă, iar supapele sînt deschise în  $p_{mi}$  apare pericolul de impact între piston și supapă, care se elimină dacă se evazează un locaș  $E$  pe capul pistonului în dreptul supapelor de adîncime  $a = z + (1 \dots 1,5)$  mm (fig. 12.26). Pentru a mări rigiditatea capului pistonului partea lui inferioară se nervurează; în prezent se utilizează nervuri numai în planul de oscilație a bielei, care fac legătura cu umărul mantalei. Răcirea forțată a capului pistonului impune soluții constructive adecvate (v. fig. 12.15, 12.16). La pistoanele pentru MAC se urmărește în primul rînd descărcarea termică a primului segment, care are o înclinare mai activă la coxare, decît la MAS. În acest scop, pentru a împiedica orientarea

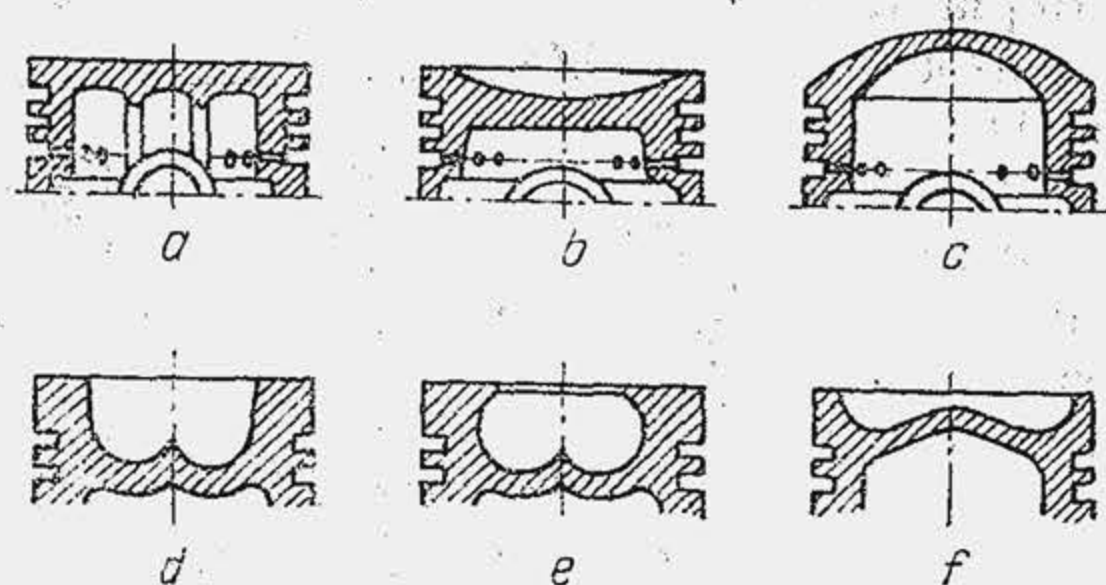


Fig. 12.25. Forme ale capului de piston.

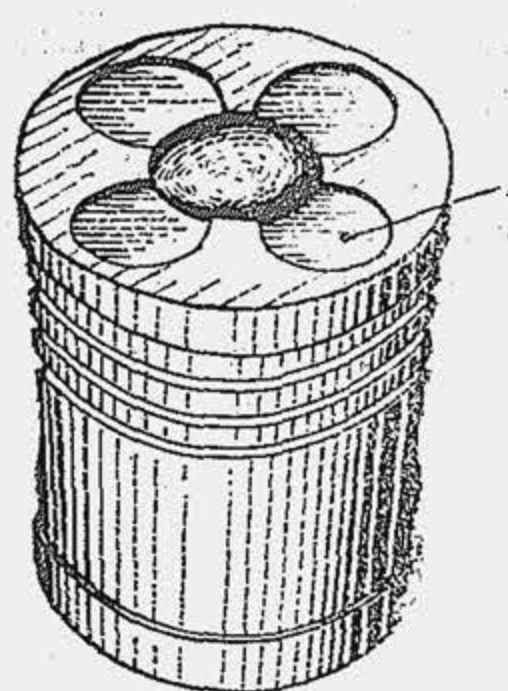


Fig. 12.26. Evazarea capului pistonului în dreptul supapelor.

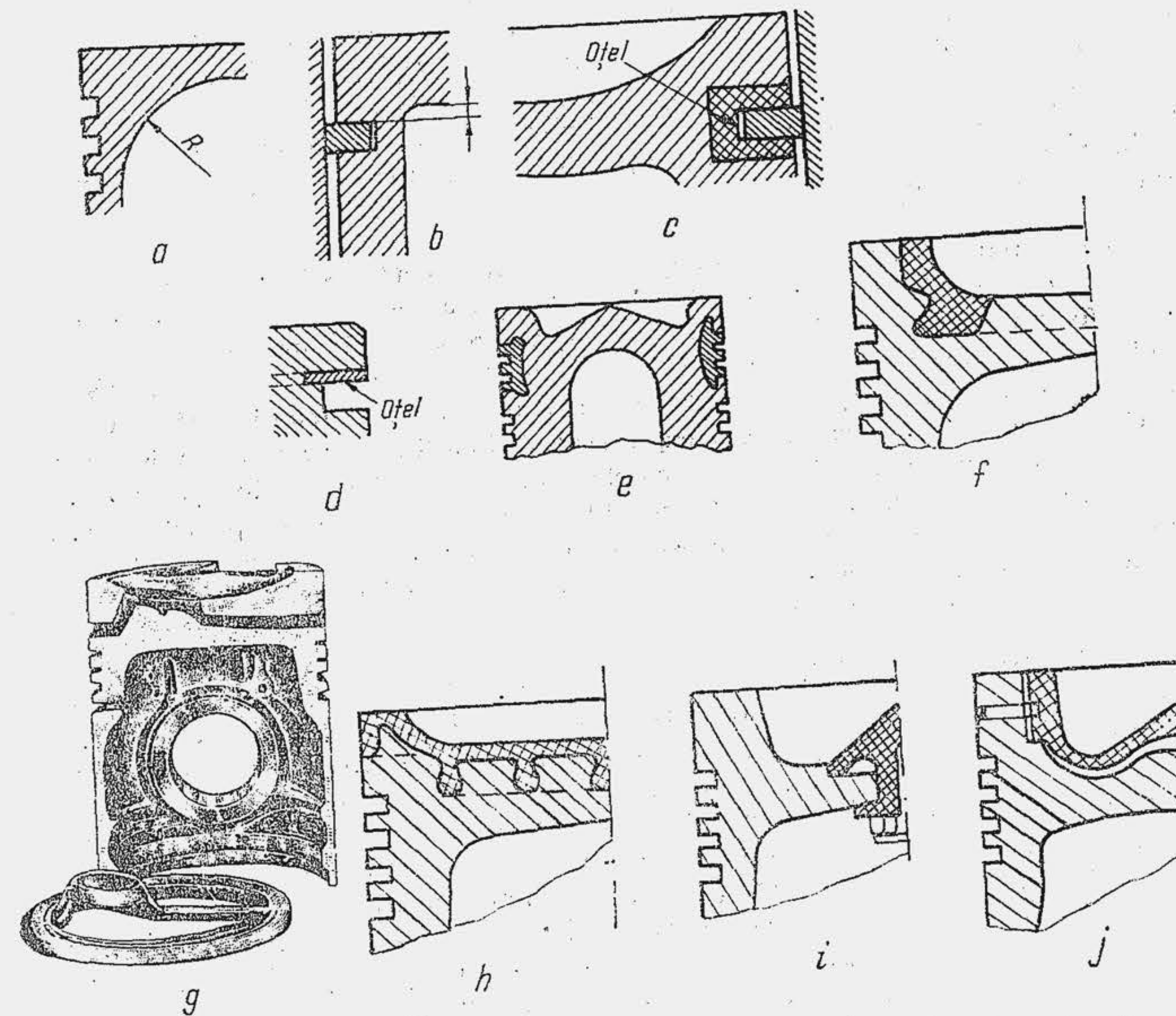


Fig. 12.27. Soluții constructive pentru protejerea capului și canalelor de segmenti.

fluxului de căldură numai către primul segment se racordează larg capul pistonului la RPS (fig. 12.27, a); raza de racordare  $R = (0,05 \dots 0,10)D$ . Tot pentru protejerea canalului primului segment ca și a segmentului însuși, canalul se așază cît mai jos față de partea superioară a capului ( $20 \dots 30$  mm), de obicei sub marginea lui inferioară (b). Deoarece materialul din dreptul canalului primului segment își pierde mai ușor duritatea și suportă atacul agenților corozivi o soluție foarte eficientă de protejere a lui o constituie utilizarea unor insertii de metal, de forma unui inel cu canelură (c) sau a unui disc inelar de oțel (d). Uneori prin intermediul unui cilindru canelat la exterior, încorporat în RPS (e) se protejează toate canalele de segmenti. În unele cazuri insertia de metal se prevede și pe capul pistonului în dreptul jetului de flacără sau combustibil (f, g și h). Insertia de metal se confecționează din fontă cenușie, fontă specială sau austenitică, cu coeficient de dilatare apropiat de al aluminului (de exemplu, NIREZIST cu  $\alpha = 19,3 \cdot 10^{-6}$  apropiat de al aliajului eutectic cu Si). Insertiile de metal în RPS au dat rezultate spectaculoase de durabilitate, mărind durata de serviciu a pistonului pentru MAC la  $300\,000 \dots 400\,000$  km parcursi; la încercări de banc, uzura acestor pistoane, după  $2000 \dots 3\,000$  ore de funcționare la sarcină totală, a fost de 6 ori mai mică decît uzura pistoanelor fără insertie.

În general, la MAS soluțiile menționate nu sînt utilizabile deoarece complică construcția pistonului, îl fac mai înalt și deci cu masa mai mare (de exem-



plu, distanța de la cap la primul canal este de numai 4...7 mm). Uneori, la pistoanele motoarelor de putere raportată  $P_A$  mare se utilizează inserția de metal pentru primul segment. Lipsa unor soluții speciale la MAS este justificată de solicitarea mai redusă a capului pistonului. Apoi, masa redusă a pistonului și simplitatea constructivă fiind deziderate principale, capul se execută zvelt, cu linie simplă.

Temperatura maximă a capului pistonului nu trebuie să depășească 400°C. După unii autori acest prag este de 375°C la sarcină totală și 350°C la sarcină continuă. De aci rezultă o condiție pentru fixarea regimului nominal. În ultimul timp s-a trecut la utilizarea unui cap de grosime sporită, cu nervuri laterale care evacuează o parte din căldură spre manta. În acest fel s-a micșorat temperatura capului cu 25...30°C și s-a mărit temperatura mantalei cu 15...20°C. Progresele în domeniul controlului pe cale experimentală și analitică a temperaturii RPS-ului au permis reducerea jocului la cald până la valorile cerute de condițiile de existență a filmului de ulei, precum și realizarea contactului dintre RPS și cilindru, care a făcut posibilă reducerea presiunii specifice dintre manta și cilindru; s-a ușurat totodată transferul de căldură spre cilindru, deoarece nu se mai efectuează numai prin intermediul segmentului, care are un coeficient de conductibilitate de aproximativ trei ori mai mic decât aluminul.

**Arhitectura mantalei.** Presiunea pe suprafața mantalei se distribuie neuniform pe un sector de 80...100° (fig. 12.28, a), întrucât forța normală lucrează într-un singur plan. În dreptul bolțului mantaua se evazează (b) deoarece suprafața laterală pe sectorul  $\theta$  nu preia practic forța portantă. Se reduc astfel frecarea, pericolul de gripaj și masa pistonului. Evazarea trebuie acceptată și pentru a permite dilatarea umerilor mantalei pe direcția axei lor. S-a arătat că în timpul funcționării mantaua ia formă eliptică. Această deformare se evită confecționând inițial pistonul sub formă eliptică cu ovalitatea maximă  $\Delta_0$ ; axa mare a elipsei se așază pe direcția normală la axa bolțului (fig. 12.28, c), iar o lege de distribuție a jocurilor pe direcția radială se arată în (d).

Mantaua de formă eliptică influențează eficiența de etanșare la gaze. Pentru un piston de 78 mm diametru creșterea ovalității până la 0,18 mm (tab. 12.3), nu a influențat sensibil etanșarea; la triplarea ovalității, scăpă-

Tabela 12.3

Influența ovalității pistonului asupra scăpărilor de gaze

Ovalitatea $\Delta_0$ [mm]	0,12	0,18	0,20	0,23	0,25	0,30	0,35
Gaze scăpate [l/min]	1,63	1,65	1,70	2,04	2,77	5,63	12,70

rile de gaze au crescut de aproape 8 ori. Jocul maxim variază în lungul mantalei deoarece dilatățile sînt diferite și este de 5...6 ori mai mare la partea superioară.

Pentru MAS apar exigențe sporite în ceea ce privește bătaia; ele pot fi satisfăcute mai ușor deoarece pistonul este mai puțin solicitat. O soluție curentă constă în separarea mantalei de capul piston practicînd o tăietură într-un plan normal pe axa pistonului, sub canalul segmentului de ungere. Prin acest procedeu fluxul de căldură este împiedicat să se deplaseze spre manta și tempe-

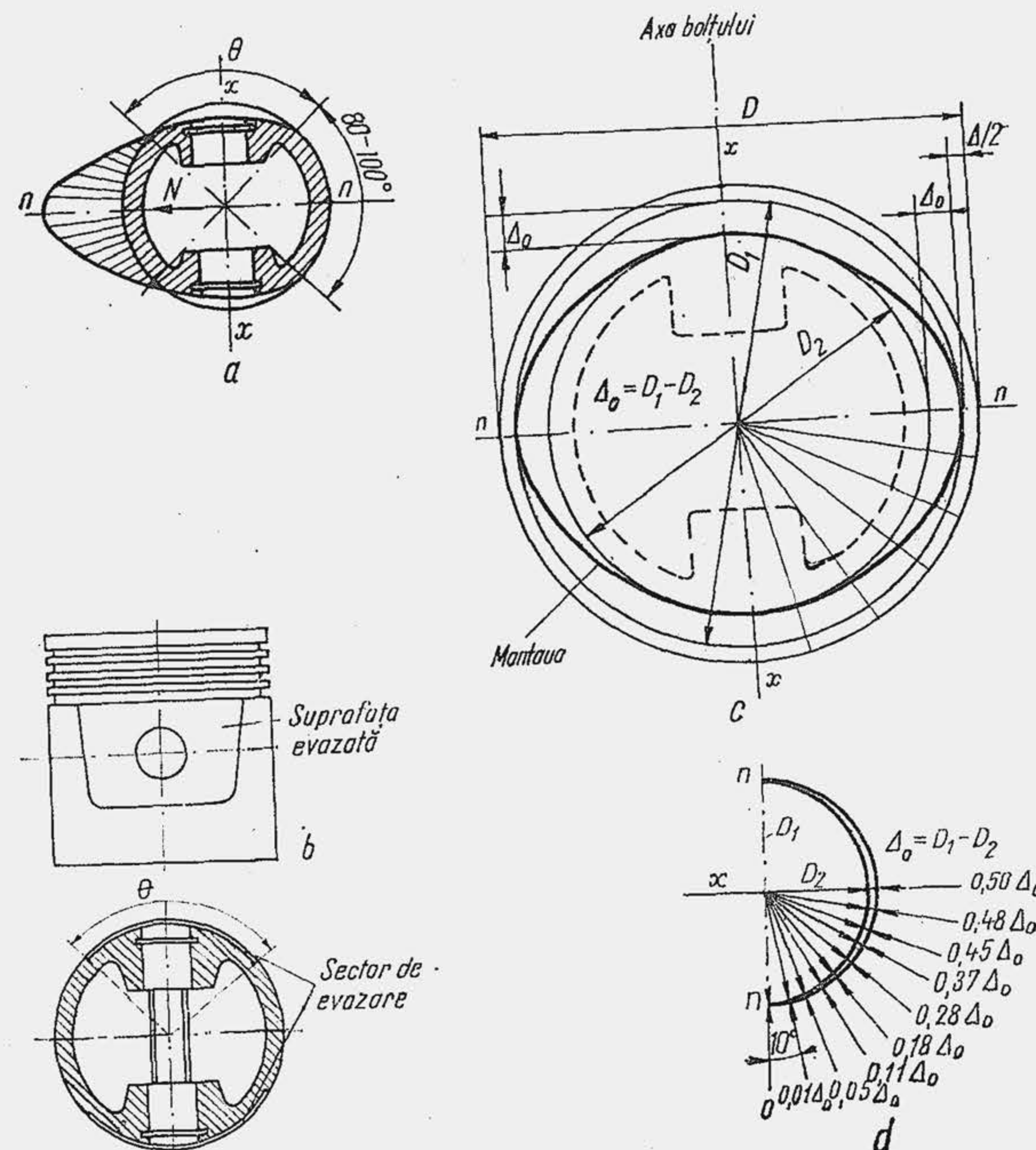


Fig. 12.28. Distribuția forței normale pe manta și a ovalității radiale.

ratura acesteia scade cu 30...50% (fig. 12.29) de aceea soluția se numește piston cu manta rece. Dezavantajele ei constă în aceea că RPS-ul are un nivel ridicat de temperatură, iar pistonul, în ansamblu, o rigiditate insuficientă. Ultimul dezavantaj se elimină, în parte, prin separarea mantalei numai în regiunile opuse umerilor acesteia sau prin utilizarea unor nervuri puternice  $N$  care leagă mantaua de capul pistonului (v. fig. 12.33).

O altă soluție eficientă este mantaua elastică. În acest scop se taie mantaua în lungul ei (fig. 12.30, a) și se confecționează pereții mantalei cu o grosime redusă ( $\approx 2$  mm). La rece, mantaua se montează cu joc mic iar la cald, tăietura preia dilatațile. Această soluție a permis realizarea unor jocuri de montaj de 0,08...0,10 mm. În timpul funcționării, dilatațile repetate ale mantalei duc la deformări permanente,



Fig. 12.29. Variația temperaturii la un piston cu manta rece (1) și cu manta fără tăietură transversală (2).



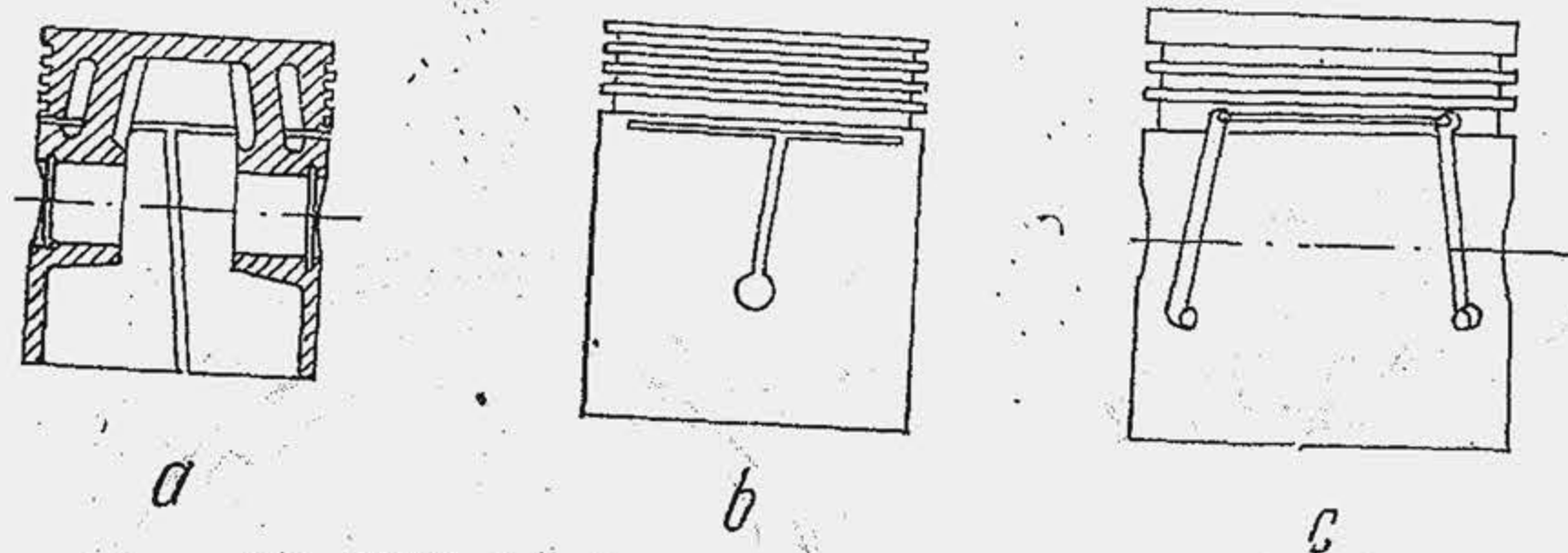


Fig. 12.30. Soluții de piston cu manta rece și elastică.

iar mantaua își pierde elasticitatea și nu mai preia forța normală. Dezavantajul se înlătură practicînd o tăietură oblică incompletă (b) — prevăzută la capăt cu un orificiu care înlătură concentrarea tensiunilor — pentru a preveni rizarea locală a cilindrului. Soluția se combină, de obicei cu precedenta și se obține o tăietură în formă de T sau II (c). Acest procedeu permite realizarea unor jocuri de montaj de 0,024...0,036 mm.

Se utilizează pe scară largă pistoane cu plăcuțe de metal. Mai demult, plăcuțele se confecționau din invar\* și se încorporau în piston în dreptul umerilor mantalei (fig. 12.31, a). Soluția este scumpă, de aceea, în prezent, plăcuțele se confecționează din oțel de calitate (b). Forma constructivă a pistonului este aceeași cu deosebire că plăcuțele de invar sînt îngropate în aliajul de aluminiu,

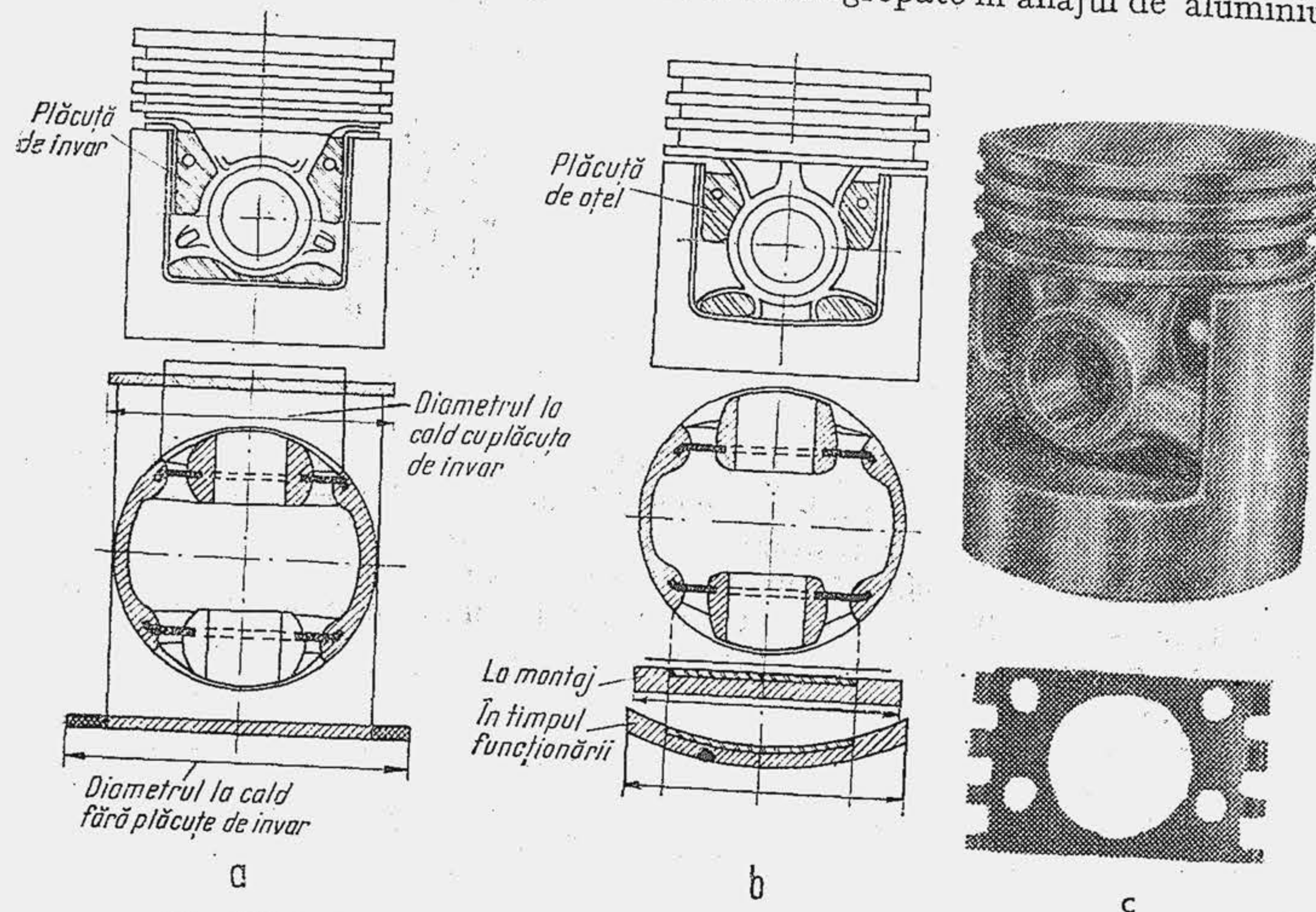


Fig. 12.31. Principiul de funcționare a pistonului cu plăcuțe de metal:  
a — plăcuțe de invar ; b, c — plăcuțe de oțel;

\* Invarul este un oțel cu un conținut de 36% Ni și 64% Fe. Coeficientul de dilatare liniară  $\alpha = 0,63 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$  este de 30 ori mai mic decît al aluminiului.

iar plăcuțele de oțel sînt fixate pe periferia materialului de piston. Ca urmare principiul de lucru este diferit. În primul caz, invarul împiedică pur și simplu dilatarea din cauza coeficientului  $\alpha$  redus; în al doilea caz, plăcuța de oțel și aliajul de aluminiu lucrează ca o lamă bimetalică supusă încălzirii: plăcuța de oțel frînează dilatarea aluminiului, iar sistemul se curbează în direcția evazării pentru a satisface condiția de dilatare. Efectele plăcuțelor de oțel asupra coeficientului de dilatare și temperaturii pistonului în patru planuri distincte (normal pe axa umerilor — a, după două diagonale — b, în lungul axei umerilor — c) sînt ilustrate în figura 12.32, obținută pe baza măsurărilor experimentale [5]. O asemenea soluție utilizată pe un

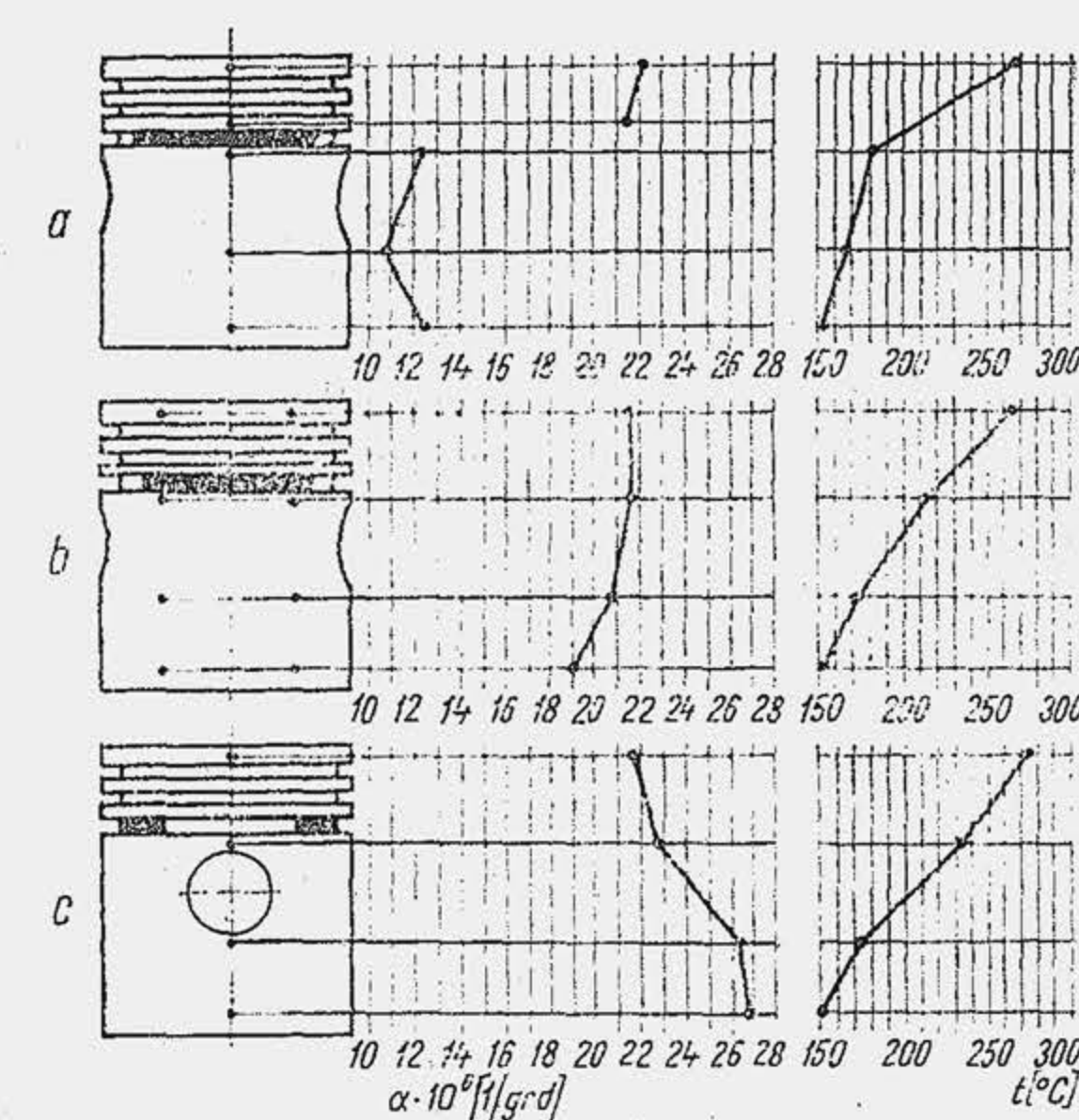


Fig. 12.32. Variația coeficientului de dilatare și a temperaturii în lungul pistonului în planuri diferite.

piston cu manta rece permite cele mai mici jocuri de montaj — 0,012...0,024 mm. Plăcuțele de oțel au în plus rolul de a mări rigiditatea mantalei și umerilor acesteia; de aceea, asemenea pistoane, denumite *autotermice* se pot utiliza și pe motoarele solicitate mai intens (unele MAS-uri de autobuze și autocamioane). Experiența a arătat că sub acțiunea unei forțe de 225 daN aplicată pe capul pistonului s-a înregistrat o deformare a mantalei de 13  $\mu\text{m}$ , la pistonul autotermic și 89  $\mu\text{m}$  la pistonul fără plăcuțe. Pistoanele cu plăcuțe de oțel fără tăietură transversală au o mare rigiditate și o temperatură a RPS-ului mai mică; de aceea se pot utiliza la motoarele răcite cu aer. S-au obținut rezultate satisfăcătoare înlocuind plăcuțele de metal cu unul sau două inele I de oțel, încorporate în material la turnare, la partea superioară și eventual la partea inferioară a mantalei (fig. 12.33). Soluția se asociază cu o manta rece.

Artificiile constructive folosite la pistoanele MAS-ului nu se utilizează la pistoanele pentru MAC deoarece au o rigiditate insuficientă și conduc la o încălzire intensă a RPS. De aceea, la MAC nu se utilizează mantaua tăiată, nici longitudinal, nici transversal. Se utilizează însă soluția de manta elip-

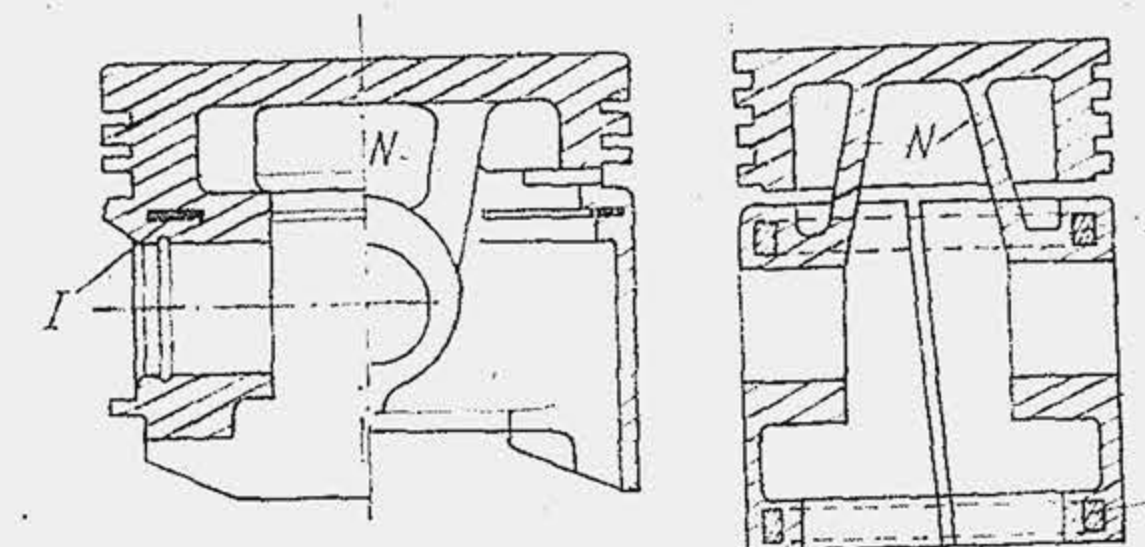


Fig. 12.33. Limitarea dilatării mantalei prin inele de oțel.



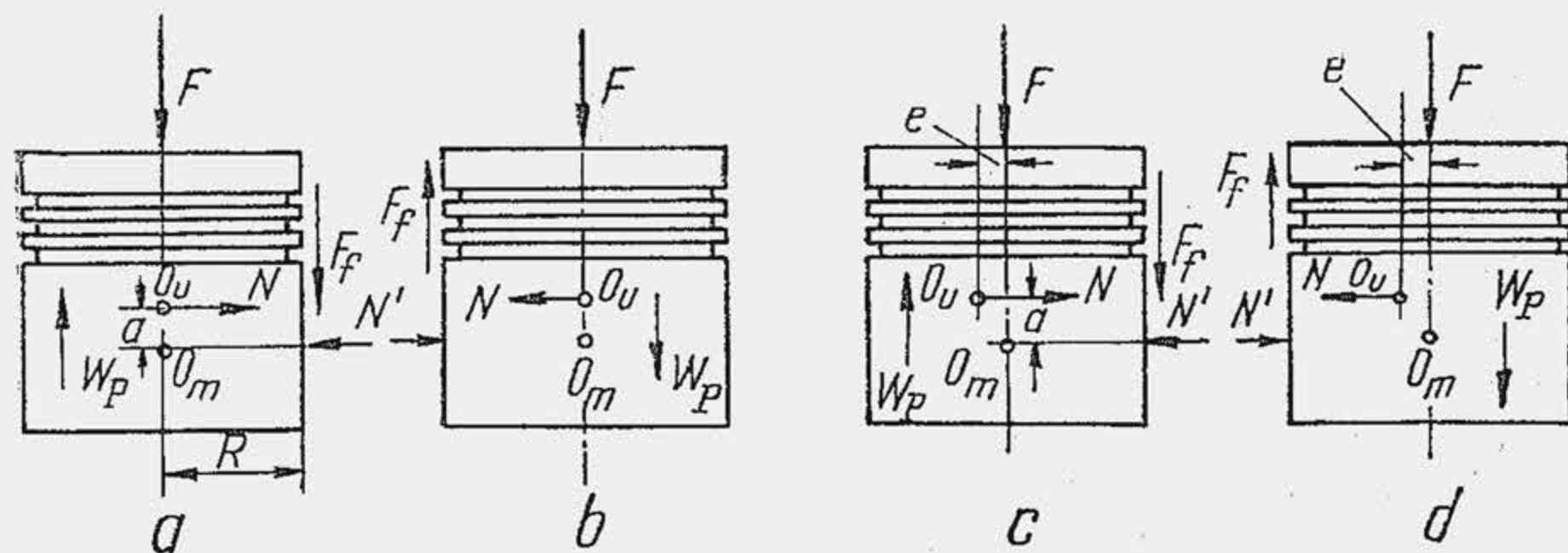


Fig. 12.34. Influența poziției umerilor asupra basculării pistonului.

tică. Aceleași deziderate se exprimă și pentru pistoanele motoarelor în doi timpi. Din această cauză bătaia pistonului este mai accentuată la aceste motoare.

**Umerii mantalei.** Pentru a se obține o rigiditate corespunzătoare a pistonului, umerii mantalei se așază la o distanță minimă de cap. Din această cauză centrul de oscilația  $O_u$  se situează deasupra mijlocului mantalei  $O_m$  (fig. 12.34). Poziția axei de oscilație are în acest caz o importanță deosebită pentru funcționarea liniștită a pistonului. Forța de frecare  $F_f = \mu N$  ( $\mu$  — coeficientul de frecare) produce un moment de basculare  $\mu N \cdot D/2$  în apropiere de  $pmi$ . Momentul total de răsturnare este  $M_r = F_f R + N' a$ , pozitiv când pistonul urcă și negativ când pistonul coboară. Pentru valori mai mari ale lui  $a$ , momentul își schimbă semnul. Pentru a se atenua efectul de basculare în acest caz, la motoarele moderne se dezaxează umerii mantalei cu distanța  $e$  ( $e = 0,014 \dots 0,025 D$ ), în sensul forței normale, dezvoltate în cursa de destindere, iar momentul de răsturnare nu își schimbă semnul în jurul  $pmi$ , dar are valori mai mari. La motoarele cu biele scurte, dezaxarea este cu atât mai eficientă cu cât oblicitatea bielei  $\beta$  este mai mare, întrucât crește reacțiunea normală. Dacă dezaxarea se alege rațional se obține o distribuție mai uniformă a solicitărilor laterale, reducerea bătaii și mărirea durabilității pistonului.

Locașurile bolțului trebuie să aibă o rigiditate mare, altfel se produce deformarea lor, a capului și a canalelor pentru segmenti. Rigiditatea se obține prin intermediul nervurilor care transmit direct forța de la capul pistonului la umerii mantalei și micșorează deformarea (fig. 12.35, a). Nervurile de legătură au forme diferite (b) și sînt groase și late. La pistoanele matrițate nervurile se exclud; în acest caz partea interioară a capului pistonului este racordată larg la RPS pe toată periferia. Concentrarea de tensiuni care apare în

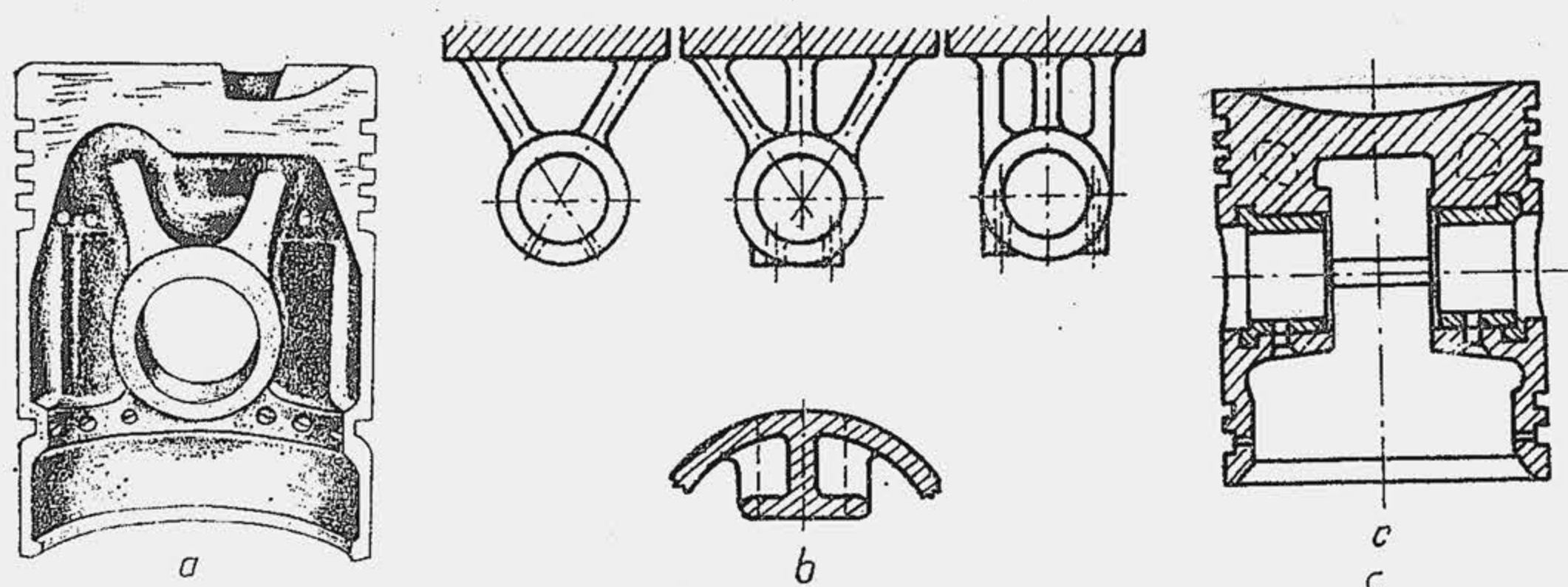


Fig. 12.35. Soluții pentru rigidizarea locașurilor bolțului (a, b) și pentru protejerea lor împotriva uzării.

zona A (v. fig. 12.2, b) se atenuază prin țesirea și rotunjirea marginii, soluție care se utilizează cu prudență deoarece reduce suprafața de reazem a bolțului. Când condițiile de lucru ale bolțului sînt mai grele, pentru a micșora uzura, se introduce în locaș o bucsă de Bz sau OL (c), se mărește diametrul bolțului și se acordă atenție ungerii locașului.

### 12.1.3. MATERIALE PENTRU PISTOANE

Materialul utilizat la fabricația pistonului trebuie să îndeplinească mai multe cerințe; unele se referă la funcționarea normală, altele la durabilitate, iar al treilea grup, la fabricație (tab. 12.4, a).

Pistoanele pentru motoarele de autovehicule se execută din aliaje de aluminiu sau fier, cu proprietăți opuse (tab. 12.4, b). Pe baza proprietăților 2 și 3 se poate realiza un piston din aliaj de Al cu pereți groși care evacuează mai ușor căldura și reduce temperatura maximă a capului și a primului canal de segment

Tabela 12.4

#### Proprietățile materialelor pentru pistoane

##### a) Dependența proprietăților materialului de piston de cerințele funcționale și de fabricație

Natura cerințelor	Proprietățile
Cerințe funcționale și de durabilitate	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) rezistență mecanică ridicată la temperaturi înalte și sarcini variabile;</li> <li>2) densitate redusă;</li> <li>3) conductibilitate ridicată;</li> <li>4) dilatare liniară redusă;</li> <li>5) calități superioare antifricțiune la temperaturi mari și în condiții grele de ungere;</li> <li>6) rezistență înaltă la uzură abrazivă, adezivă, corosivă, de oboseală;</li> <li>7) durată mare de servicii: 130...200 000 km parcurși pentru motoare de turism; 300...350 000 km parcurși pentru autovehicule industriale; 400...500 000 km parcurși pentru motoare diesel de autocamioane și autobuze cu perspectiva de 750 000 km parcurși în anii '80... '85;</li> </ol>
Cerințele fabricației	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) preț redus;</li> <li>2) ușurință la turnare sau matrițare;</li> <li>3) ușurință la prelucrare prin așchiere.</li> </ol>

##### b) Comparăție între proprietățile aliajelor de piston

Proprietățile	Natura aliajului	
	Aliaj de Aluminiu	Fontă și oțel
1 Rezistența mecanică	mică	mare (de trei ori)
2 Densitatea	mică	mare (de trei ori)
3 Coeficientul de conductibilitate	mare	mic (de trei ori)
4 Coeficientul de dilatare	mare	mic (de două ori)
5 Proprietăți antifricțiune	superioare	inferioare
6 Rezistența la uzare	mică	mare
7 Precizia de turnare	mare	mică
8 Prelucrarea prin așchiere	ușoară	greă



(tab. 12.5). În schimb, pistonul din fontă sau oțel are pereți mai subțiri (s-a realizat un piston Lincoln din oțel cu grosimea mantalei de 0,6...0,8 mm și grosimea capului de 2 mm) și masa chiar mai mică (tab. 12.6).

Tabela 12.5

Influența materialului asupra temperaturii pistonului

Materialul	Temperatura [°C]	
	Centrul capului	Primul canal de segment
Fontă sau oțel	425	300
Aliaj de Al	250	220

Influența materialului asupra masei pistonului

Diametrul cilindrului	Masa, în daN				
	Aliaj Al.1	Aliaj Al.2	Oțel	Fontă A	Fontă B
78 mm (MAS)	0,382	0,424	0,326	—	—
85 mm (MAS)	0,446	—	—	0,632	0,835
140 mm (MAC)	3,44	3,8	—	—	—

Al.1. — Aliaj Al + Si; Al.2 — Aliaj Al + Cu; Fontă A — fontă de cilindru; Fontă B — fontă specială.

Pistoanele din aliajele de aluminiu se fabrică prin turnare în cochilie sau prin matrițare. Pistoanele din fontă se fabrică prin turnare în nisip, procedeu utilizat și la turnarea individuală a pistoanelor din aliaj de aluminiu, de dimensiuni mari. Se studiază fabricarea pistoanelor din aliaje de aluminiu prin sinterizare. Turnarea pistonului în cochilie este mai ieftină și se pretează la producția de serie mare sau de masă. Matrițarea este un procedeu mai scump dar îmbunătățește calitățile mecanice ale aliajului (fig. 12.36).

În construcția de pistoane se utilizează două grupe principale de aliaje de aluminiu: aliajele pe bază de siliciu, numite *silumin*, și aliajele pe bază de cupru, numite *duraluminii*. Aliajul silumin este de trei feluri: hipoeutectic (cu Si mai puțin de 11,7%); eutectic (cu Si între 11,7...13,5%); hipereutectic (cu Si între 13,5...25%). Creșterea conținutului de Si până la 12% îmbunătățește caracteristicile mecanice și proprietățile anticorozive ale aliajului; siliciul ( $\alpha = 7 \cdot 10^{-6}$ ) antrenează o reducere sensibilă a coeficientului de dilatare a aliajului (tab. 12.7). Aliajele hipereutectice au un coeficient de dilatare foarte redus, calități înalte de antifricțiune, duritate ridicată la temperaturi mari, densitate mai mică și mărește refractaritatea materialului. Se utilizează pentru pistoane rigide, cu o încărcare termică mare, în ultimii ani îndeosebi la motoarele supraalimentate. Aliajele hipereutectice mai conțin cantități reduse de Cu (1%), Ni (1%), magneziu, mangan, fier, care sporesc rezistența la rupere, duritatea, rezistența la coroziune și refractaritatea

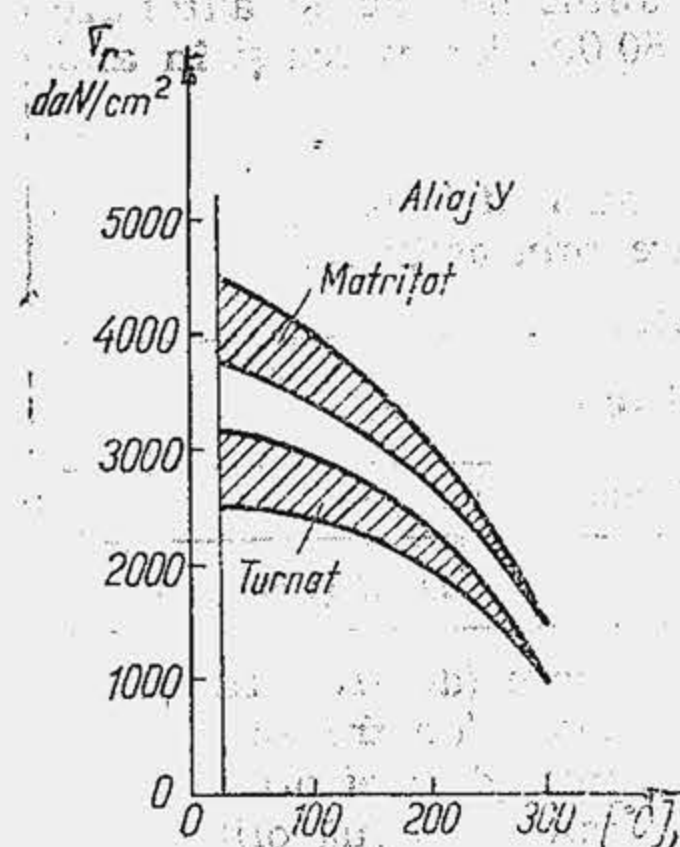


Fig. 12.36. Dependința rezistenței la rupere a aliajelor de aluminiu pentru pistoane, de temperatură.

Tabela 12.7

Influența aliajului de aluminiu asupra unor caracteristici fizice ale materialului

Felul aliajului	Coeficientul de dilatare $\alpha$ la 20...30°C [1/K]	Coeficientul conductibilității $\lambda$ la 25°C* [kJ/m.h.K]	Densitatea [kg/dm³]
Aliaj eutectic cu siliciu (12%)	21,0 · 10 <sup>-6</sup>	565	2,7
Aliaj hipereutectic cu siliciu (22%)	17,5 · 10 <sup>-6</sup>	486	2,65
Aliaj Y	24,5 · 10 <sup>-6</sup>	617	2,8

$$* 1 \frac{\text{kJ}}{\text{mh K}} = \frac{1}{3,6} \frac{\text{W}}{\text{mK}} = \frac{1}{4,185} \frac{\text{kcal}}{\text{mh}^\circ\text{K}}$$

aliajului. Conținutul ridicat de Si antrenează o uzare mai rapidă a sculei așchietoare (se formează silicură de aluminiu foarte dură) și reducerea coeficientului de conductibilitate (fluxul de căldură este laminat de cristalele de Si), ceea ce impune confecționarea pistonului cu pereți groși, soluție convenabilă pentru MAC. Aceste dezavantaje se elimină dacă se micșorează conținutul de Si, de aceea, aliajele eutectice au căpătat o răspândire mai mare pentru MAS. Rezistența la rupere a aliajelor silumin este în general 20...30 daN/mm². Aliajele de aluminiu pe bază de cupru (de exemplu, aliajul Y) au un conținut de Cu de 8...12%. Cuprul este principalul element de durificare a aliajului și mărește totodată conductibilitatea lui (tab. 12.7). Aliajul Y pentru pistoane mai conține: magneziu ( $\approx 2\%$ ) care mărește rezistența la rupere, duritatea, rezistența la temperaturi mari și protejează materialul față de atacul agenților corozivi; nichel (1,5...2,3%) care ridică rezistența mecanică la temperaturi înalte. S-au elaborat aliaje Al-Cu-Mg sau Al-Zn-Cu-Mg pentru pistoane cu o rezistență la rupere 50...60 daN/mm². Duraluminiul mai conține o serie de elemente secundare de aliere — Ti, Cr, Mo etc., care îmbunătățesc proprietățile mecanice sau de turnare. Pistoanele din aliajele de aluminiu se supun tratamentelor termice (călire, îmbătrânire sau ambele), care le ridică duritatea, rezistența mecanică.

S-au elaborat mai multe criterii de apreciere a materialului de piston. Unul dintre ele îl constituie factorul de solicitare termică  $F_{st}$  (v. rel. 12.7), care include proprietățile implicate în fenomenul de formare a tensiunilor de origine termică. La temperatura mediului ambiant  $F_{st}$  variază între 43...75 · 10³ kJ/h, m pentru silumin cu Si în limitele 12...26% (valoarea minimă pentru aliajul eutectic). La 300°C,  $F_{st}$  variază numai în limitele 18...25 · 10³ kJ/h, m. Variația unor proprietăți ale aliajului silumin cu temperatura se arată în tabela (12.8).

În prezent pistoanele de fontă se utilizează rar în construcția motoarelor de automobile și tractoare. La motoarele supraalimentate, cu presiune medie relativ mare ( $p_e \geq 12...13 \text{ daN/cm}^2$ ) se trece la folosirea pistoanelor din două aliaje (fig. 12.37, a): capul se confecționează din fontă sau oțel pentru a rezista la cald; mantaua se confecționează din aliaj de aluminiu care are greutatea specifică redusă și proprietăți înalte de antifricțiune. Soluția se folosește mai ales când se aplică răcirea forțată. La MAC, soluțiile constructive se combină în mai multe variante, în raport cu turația (b).

În România materialele pentru pistoane de aluminiu sînt standardizate, STAS 201/2—71. Pentru aliajele eutectic, respectiv hipereutectic și Y se indică mărcile: ATCSi2CuMgNi; 18CuMgNi; ATCCu4Ni2Mg2. Aliajele de



Proprietățile unor aliaje de aluminiu pentru pistoane

Caracteristici	Tip de material			Temperatura	Caracteristici	Tip de material		
	A	B	C			A	B	C
Compoziția, în %	Si	11,89	18,10	24,41	Coeficientul $\lambda$ , în W/mK, la t°C			
	Cu	0,82	1,18	1,00				
	Ni	0,70	1,00	0,99				
	Mg	1,04	1,11	1,17				
	Fe	0,22	0,31	0,50				
	Mn	<0,1	<0,1	<0,1				
	Zn	<0,1	<0,1	<0,1				
Modulul E, în daN/mm <sup>2</sup> la t, °C	Cr			0,36	Rezistența la tracțiune, în daN/mm <sup>2</sup> la t°C			
	20°	8 000	8 150	9 000				
	100°	7 750	7 950	8 750				
	200°	7 400	7 650	8 300				
	300°	6 950	7 200	7 900				
	400°	6 500	6 750	7 400	Limita de curgere $\sigma_{0,2}$ , în daN/mm <sup>2</sup> la t°C			

Aliaj Al-Cu (Cu = 9...11%) la 20°C: E = 6800 daN/mm<sup>2</sup>;  $\lambda$  = 171 W/mK;  $\sigma_r$  = 21 daN/mm<sup>2</sup>;

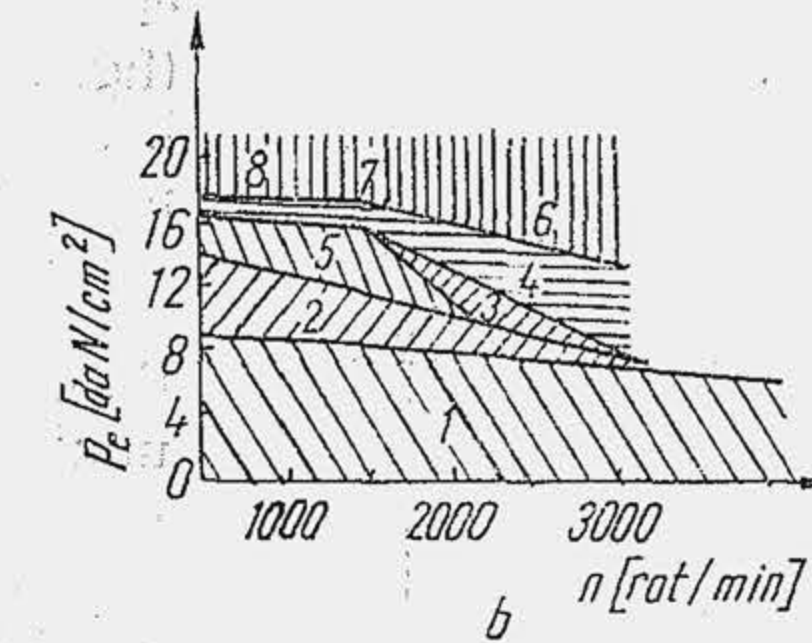
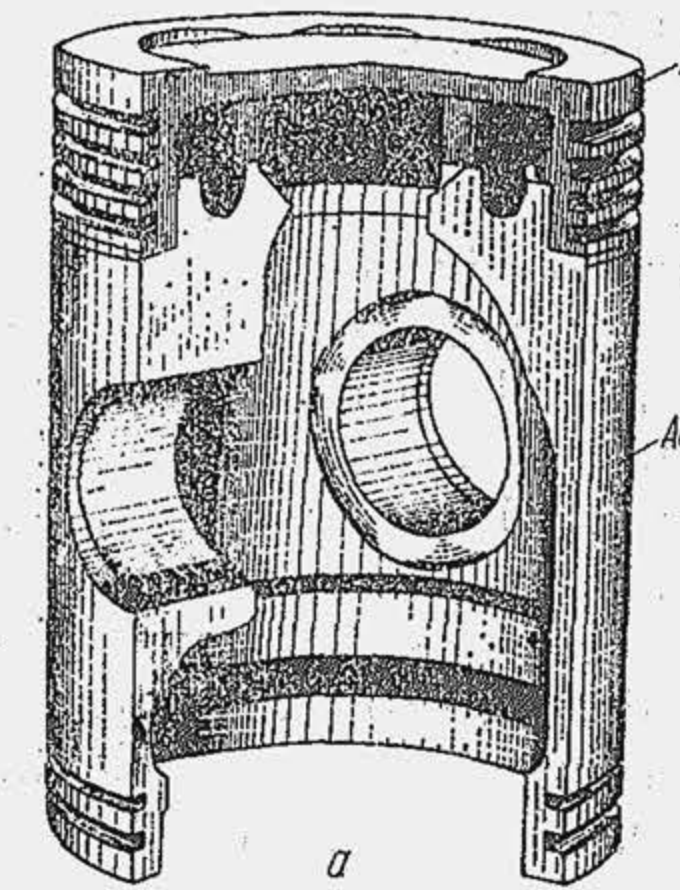


Fig. 12.37. Piston confecționat din două aliaje — fontă și aluminiu (a); dependența procedurii de confecționare a pistonului de gradul de încălzire termică și mecanică:

1 și 2 — piston turnat din aluminiu, respectiv, răcit cu ulei; 3 — piston matrițat răcit cu jeturi de ulei; 4 și 5 — piston răcit cu ulei prin canale interioare, matrițat, respectiv, turnat; 6 și 7 — piston confecționat din două piese, cu manta din aluminiu, matrițată, respectiv, turnată; 8 — piston din fontă.

piston se comportă diferit la uzură (tab. 12.9). Absența uleiului dintre piston și cilindru în perioadele grele de funcționare a motorului (la rodaj, la pornirea motorului rece) intensifică uzura pistonului. O sporire a durabilității se obține prin acoperirea pistonului, îndeosebi a mantalei, cu straturi protectoare, care au calitatea de a mări aderența uleiului la metal, de a îmbunătăți calitățile de antifricțiune ale suprafeței, de a fi rezistente la atacuri chimice.

Tabela 12.9

Influența materialului asupra uzurii pistonului

Materialul pistonului	Uzura relativă (%)
Bohnalit: 9...10% Cu, 0,3% Si, 0,1...0,5% Mg, Fe 1%, rest Al	100
Fontă perlitică, eventual aliată	45
Aliaj Al-Si hipereutectic	60
Aliaj Al-Si eutectic (Low-Ex)	80
Aliaj Y	84
Electron ZS-32 (aliaj Mg-Zn-Si)	145

**Cositorirea și plumbuirea pistonului.** Se acoperă pistonul cu un strat de staniu (5...30  $\mu$ m) care micșorează perioada de rodaj datorită plasticității lui și previne apariția de rizuri la pornirea motorului rece, datorită calităților bune de alunecare. La plumbuire stratul protector ușurează alunecarea și protejează pistonul la atacuri chimice.

**Grafitarea pistoanelor.** Se acoperă pistonul cu un strat bogat în grafit care previne griparea pistonului, deoarece stratul protector reține uleiul. El reține de asemenea impuritățile dure din ulei și netezește neregularitățile de prelucrare.

**Eloxarea pistonului.** Se acoperă pistonul cu un strat de oxizi de aluminiu (oxidare electro-litică), de 10...30  $\mu$ m; stratul dur și poros reține uleiul și mărește rezistența la uzură.



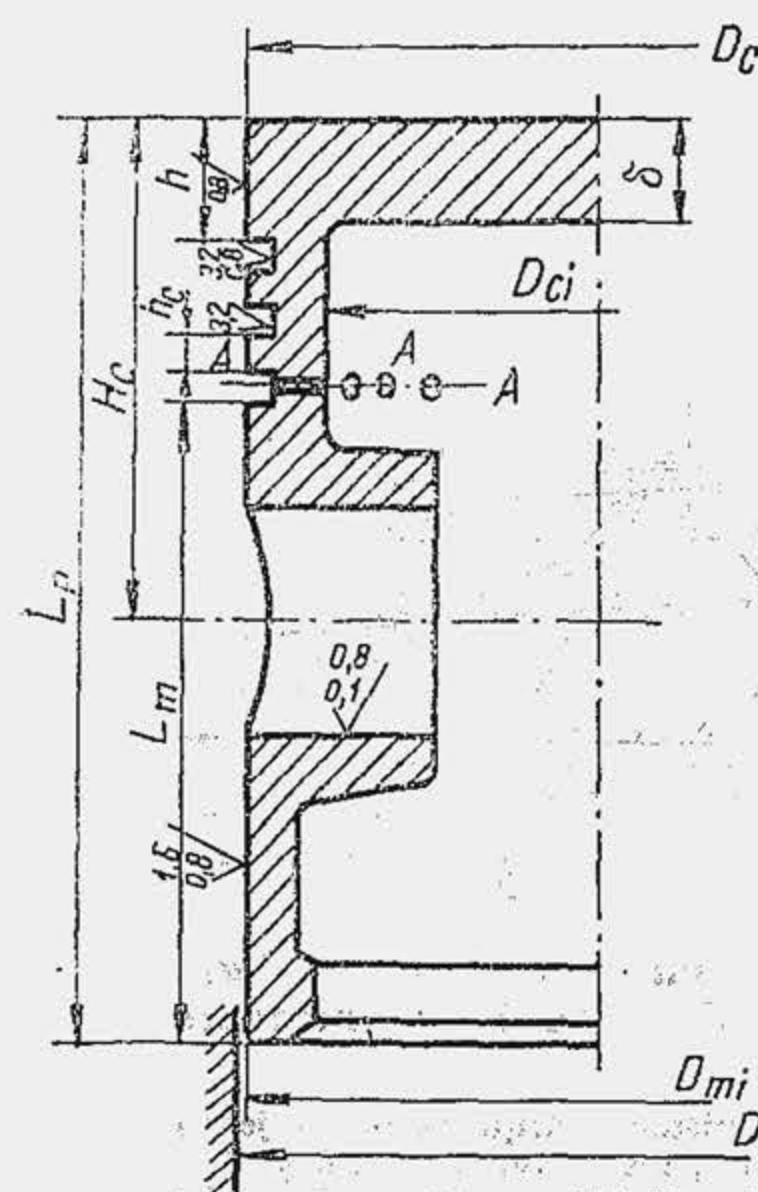


Fig. 12.38. Dimensiunile caracteristice ale pistonului.

din tabela 12.11; valorile stelate sînt admisibile în cazul capului de piston nervurat. Eforturile termice la extremitatea capului (rel. 5) se adaugă la cele mecanice, dar valoarea admisibilă  $\sigma_a$  se amplifică.

#### 12.1.4. CALCULUL PISTONULUI

Pistonul se schițează inițial în raport cu soluțiile constructive alese. Dimensiunile principale se precizează pe baza datelor statistice (fig. 12.38 și tab. 12.10). Proiectantul stabilește înălțimea RPS numai după ce a decis asupra numărului și înălțimii segmentelor. Lungimea pistonului și diametrul umerilor mantalei se stabilesc în corelație cu dimensiunile bolțului. Capul pistonului, RPS-ul și mantaua se supun unui calcul de verificare. Profilul longitudinal și radial se trasează în raport cu dilatățile admise.

**Capul pistonului.** Grosimea capului se verifică în ipotezele că acesta este o placă circulară încastrată pe contur, de grosime constantă, de diametru egal cu diametrul interior al capului și încărcată cu o sarcină uniform distribuită, dată de presiunea maximă a gazelor din cilindru. Întrucît cea mai mare parte a efortului unitar se realizează la margine, rezultă că efortul unitar  $\sigma_{re}$  este precizat de relația (1)

Tabela 12.10

Dimensiunile caracteristice ale pistonului motoarelor în patru timpi

Dimensiunea (fig. 12.38)	MAS (D=65...100 mm)	MAC	
		D = 90...180 mm	D = 180...355 mm
$L_p$ — lungimea pistonului	(0,8...1,1)D*	(0,8...1,5)D	(1,2...1,8)D
$L_m$ — lungimea mantalei	(0,5...0,8)D	(0,5...1,0)D	(0,8...1,2)D
$H_c$ — înălțimea de compresie	(0,5...0,7)D	(0,55...0,85)D	(0,7...1,10)D
$h$ — înălțimea de protecție a segmentului de foc	(0,06...0,12)D	(0,10...0,18)D	(0,15...0,22)D
$h_c$ — grosimea flancului	(0,035...0,045)D	(0,045...0,055)D	
$h_{ci}$ — grosimea flancului primului segment, în mm	1,5...2,5	1,5...3,5	4,0...6,0
$\delta$ — grosimea capului	(0,08...0,10)D	(0,14...0,17)D	(0,15...0,20)D

D\* — alezajul.

**Regiunea port-segment.** Secțiunea A—A din dreptul segmentului de ungere este redusă din cauza orificiilor pentru evacuarea uleiului raclat de segment. Ea se verifică la solicitarea de compresie cu relația (2), unde  $A_A$  este aria secțiunii reduse.

**Mantaua pistonului.** Se verifică mantaua astfel încît presiunea specifică ( $p_{mt}$ ), să nu depășească o anumită valoare, determinată convențional, pentru a preveni întreruperea peliculei de ulei. Relația de verificare (3) se stabilește în ipoteza că forța normală  $N_{max}$  acționează pe suprafața proiectată a mantalei pe un plan normal pe axa bolțului.  $A_{ev}$  reprezintă aria suprafeței proiectate a porțiunii evazate. Forța  $N_{max}$  se citește din diagramă (fig. 10.14, c) sau se calculează cu relația aproximativă  $N_{max} = (0,08...0,12) \cdot p_{max}(\pi D^2/4)$ . Se recomandă o grosime a mantalei cuprinsă în limitele (0,03...0,04)D.

Tabela 12.17

Relațiile de calcul pentru verificarea pistonului și valorile admisibile ale mărimilor caracteristice

Mărimea caracteristică	Relația de calcul	Valoarea admisibilă [daN/cm²]
Efortul unitar radial la extremitatea capului pistonului	$\sigma_{re} = 0,75(p_{max} - 1) \left( \frac{D_{ci}}{2\delta} \right)^2$ (1)	Aluminiu: {200...300 250*...600* Fontă: {400...450 900*...2 000*
Efortul unitar în secțiunea AA	$\sigma_A = p_{max} \frac{\pi D^2}{4 \cdot A_A}$ (2)	Aluminiu: 200...400 Fontă: 600...800
Presiunea specifică pe manta	$p_{mt} = \frac{N_{max}}{DL_m - A_{ev}}$ (3)	3,0...5,0 (motoare de auto-camioane și tractoare) 4,0...7,0 (motoare de turism) ≤ 10 (motoare supraalimentate cu pistoane matrițate din aluminiu)
Diametrul pistonului la montaj	$D_p = \frac{D[1 + \alpha_c(t_c - t_0)] - \Delta'}{1 + \alpha_p(t_p - t_0)}$ (4)	
Efortul unitar termic la extremitatea capului pistonului*	$\sigma_{te} = \alpha E \Delta t_{ce}$ (5)	Pentru $\alpha$ , vezi pag. 401

\* Valori pentru modulul de elasticitate  $E$ , în daN/cm², pentru aliaje de aluminiu: (0,8...0,9) · 10⁶ la 0°C și (0,6...0,7) · 10⁶ la 400°C; pentru fontă: (1,4...1,6) · 10⁶; pentru oțel: (2,0...2,1) · 10⁶.

**Jocurile diametrale ale pistonului.** Jocul la cald  $\Delta'$  variază în lungul pistonului; el este mai mare la cap, pentru a preveni griparea, și mai mic la manta, pentru a preveni bătaia. Dacă diametrul cilindrului la cald este  $D[1 + \alpha_c(t_c - t_0)]$ , iar diametrul pistonului la cald este  $D_p[1 + \alpha_p(t_p - t_0)]$ , jocul la cald va fi evident diferența lor. Alegînd jocul la cald rezultă diametrul pistonului la montaj, relația (4), deci jocul la montaj  $\Delta = D - D_p$ . În tabela (12.12) se indică jocurile la cald și la montaj, în funcție de alezajul cilindrului  $D$ ,

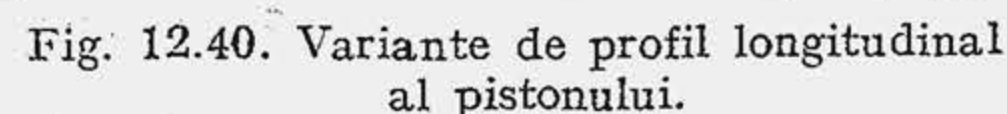
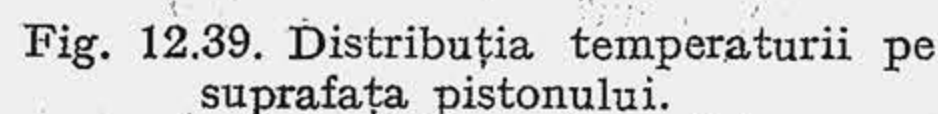
Tabela 12.12

Jocurile pistonului la montaj și în funcționare

Felul jocului	Tipul motorului	
	MAS*	MAC*
Jocuri la rece (de montaj)		
— $\Delta_c$ [mm]	(3,5...4,0) · 10⁻³ D	(4,5...5,5) · 10⁻³ D
— $\Delta_{mi}$ [mm]	(0,6...0,8) · 10⁻³ D	(1,3...1,5) · 10⁻³ D
Jocuri la cald		
— $\Delta'_c$ [mm]	(2,0...3,0) · 10⁻³ D	(3,0...4,0) · 10⁻³ D
— $\Delta'_{mi}$ [mm]	(0,2...0,4) · 10⁻³ D	(0,9...1,3) · 10⁻³ D

\* Valori mai ridicate la motoarele răcite cu aer. Alezajul  $D$  în mm.





**Profilul longitudinal al pistonului.** Există mai multe variante de trasare a profilului longitudinal al pistonului (fig. 12.40). Varianta I se aplică la pistoanele cu manta rece și cu plăcuțe de oțel; diametrul mantalei este constant, iar capul pistonului este tronconic. În varianta a II-a, capul și mantaua au profiluri tronconice; pistonul se montează cu joc redus, dar se prelucurează greu (cu mașini de copiere). Varianta a III-a reprezintă o soluție simplificată a variantei precedente: pistonul este confecționat cilindric, în trepte, ceea ce permite prelucrarea pe mașini simple de strunjire. Variantele a IV-a — parțial cilindrică, parțial tronconică în trepte — și a V-a — tronconică, în patru trepte — complică prelucrarea dar permit montarea pistonului cu joc redus.

**Profilul transversal al pistonului.** Pistonul se construiește eliptic în dreptul umerilor pistonului. Ovalizarea maximă se ia  $\Delta_0 = 0,1 \dots 1,0$  mm; valorile reduse ( $\Delta_0 = 0,1 \dots 0,25$  mm) se referă la alezaje sub 100 mm. În cazul pistoanelor rigide, când se prevede ovalizarea pistonului pe toată lungimea, se alege ovalizarea maximă în dreptul umerilor ( $\Delta_0 = 0,4 \dots 0,8$  mm), iar cea minimă la marginea inferioară a mantalei ( $\Delta_0 = 0,05 \dots 0,10$  mm). Un profil complex al pistonului, tronconic și eliptic, este arătat în figura 12.41.

Adoptarea unor jocuri mici de montaj impune limitarea toleranțelor de fabricație la clase mici de precizie, iar micșorarea frecării și mărirea rezistenței la uzură impune limitarea rugozității la clase superioare de calitate. Cu cât precizia și calitatea sînt mai înalte, cu atît costul fabricației este mai mare. De aceea, proiectantul, la indicarea toleranțelor de fabricație și rugozității suprafețelor trebuie să conlucreze cu tehnologul pentru a obține valori raționale care să asigure un echilibru avantajos între prețul fabricației și durabilitatea mașinii.

[illegible]

1. Abaterea de la perpendicularitate a axei găurii pentru axul pistonului și axei suprafeței exterioare cel mult  $0,035 \text{ mm}$  pe lungimea de  $100 \text{ mm}$ .
2. Axa găurilor pentru axul pistonului trebuie să se întretaie cu axa verticală a pistonului. Se admite deplasarea axelor pînă la  $0,25 \text{ mm}$ .
3. Ovalitatea și conicitatea găurilor pentru axul pistonului să fie în limitele  $0,008 \text{ mm}$ .
4. Bătăia maximă a suprafeței de sus a pistonului față de axa suprafeței exterioare a pistonului  $0,08 \text{ mm}$  pe punctele extreme.
5. Bătăia maximă a suprafețelor frontale ale șanturilor pentru segmenti față de axa suprafeței exterioare a p. înului  $0,05 \text{ mm}$ .
6. Bătăia maximă a suprafeței cilindrice I și II față de axa suprafeței exterioare a pistonului  $0,1 \text{ mm}$ .
7. Pistonanele se corodoresc chimic. Grosimea stratului de acoperire  $0,003 - 0,005 \text{ mm}$ . Suprafețele corodite trebuie să fie uniforme, de o nuanță deschisă și să nu prezinte aspecte poroase. Stratul de corodit nu trebuie să se desprindă de pe metalul de bază.

*Pistonul trebuie să aibă formă ovală pe lungimea „L”.  
Dimensiunile ovalității arătate se referă la partea de jos a pistonului.  
Către partea de sus diametrele se micșorează.  
Conicitatea se admite pînă la 0,06 mm pe lungimea L.*

După cota  $D$ , pistoanele se vor sorta conform tablei

Insemnarea grupei dimensionale	$D$
A	$108 - \begin{smallmatrix} 0,150 \\ 0,200 \end{smallmatrix}$
B	$108 - \begin{smallmatrix} 0,150 \\ 0,100 \end{smallmatrix}$
C	$108 - \begin{smallmatrix} 0,140 \\ 0,150 \end{smallmatrix}$

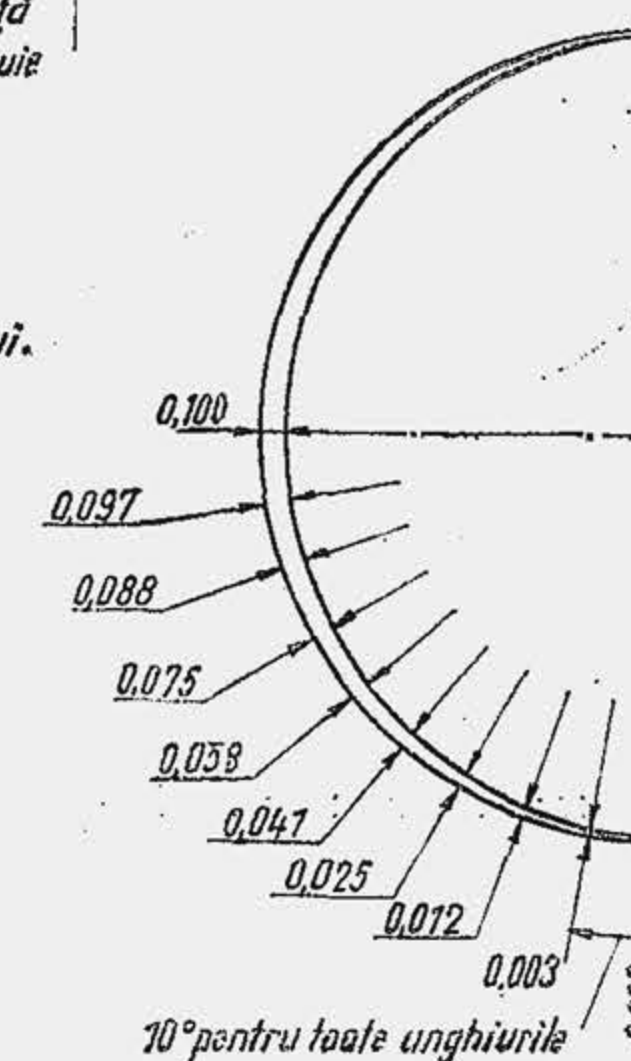
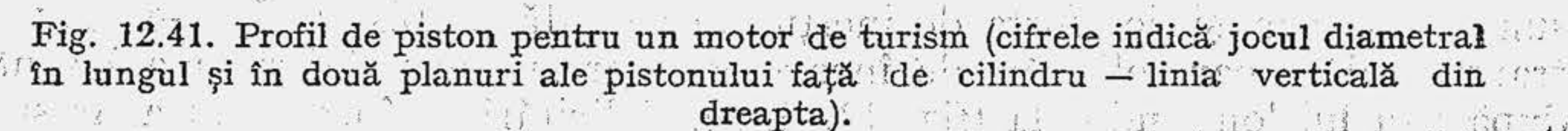
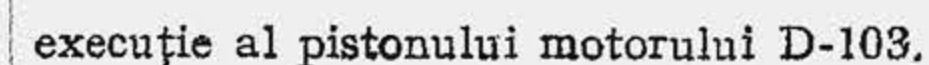


Fig. 12.42, *b*. Desenul de





Deoarece asemenea toleranțe se obțin cu greutate, la un cost ridicat, se admite în fabricație mărirea lor pînă la 20...40  $\mu\text{m}$  dar se indică o operație tehnologică suplimentară, de sortare a pistoanelor pe clase de precizie. Astfel, se prevăd toleranțe de fabricație de 0,03 mm și se sortează pistoanele în trei clase (tab. 12.13), abaterile dintr-o clasă nedeășind 0,01 mm. Procedînd astfel și pentru cilindru se înțelege că piesele conjugate pot fi numai din aceeași clasă de sortare.

**Toleranțele de fabricație pentru sortarea pistonului și cilindrului unui motor de turism**

Grupa de sortare	Aleazajul cilindrului	Diametrul mantalei *	
		La distanța de 5 mm**	La distanța de 40 mm**
A	77,000...77,010	76,890...76,900	76,925...76,935
B	77,010...77,020	76,900...76,910	76,935...76,945
C	77,020...77,030	76,910...76,920	76,945...76,955

\* În planul normal pe axa umerilor.

\*\* Distanța măsurată față de marginea superioară a mantalei.

Pornind de la datele experimentale se consideră rațională pentru manta o rugozitate de  $0,8 \mu\text{m}$ . În figura 12.38 se indică rugozitatea pentru suprafețele din diferite zone ale pistonului. Pentru a limita zgomotul, suprafața de reazem în locaș are rugozitatea de  $0,25 \dots 0,4 \mu\text{m}$ .

Unele soluții constructive caracteristice pentru pistoane de MAS și MAC, toleranțele de fabricație și rugozitatea sînt ilustrate în figurile (12.42, *a*) și (12.42, *b*), care reprezintă desenele de execuție ale pistoanelor motoarelor SR-211 și D-103, fabricate în țara noastră.



## 12.2. BOLȚUL (AXUL PISTONULUI)

Bolțul sau axul pistonului este organul care stabilește legătura dintre piston și bielă (organul de articulație) și transmite forța de presiune de la piston la bielă. Bolțul este de forma unui cilindru cav.

### 12.2.1. ANALIZA FUNCȚIONALĂ

Pentru ca bielă să poată oscila față de axa cilindrului, bolțul se montează cu joc, fie în piston, fie în bielă, fie simultan în ambele organe. Când bolțul e fix în bielă el execută o mișcare alternativă de rotație. Când bolțul se prevede cu joc atât în piston cât și în bielă (bolț flotant) el este antrenat în mișcarea alternativă de rotație de forțe de frecare variabile, iar după un număr de cicluri motoare, execută o rotație completă.

Bolțul dezvoltă forțe de inerție care încarcă organele mecanismului motor. De aici rezultă o cerință principală: masa bolțului să fie cât mai redusă. Bolțul lucrează în condiții grele de solicitare mecanică, fiind încărcat de forța de presiune a gazelor, și de forța de inerție, dezvoltată de piston. Într-o secțiune transversală, apar solicitări de încovoiere, care produc deformarea bolțului după axa lui longitudinală (fig. 12.43, *a*). Solicitări de încovoiere apar și în secțiunea longitudinală; ele deformează bolțul în planul transversal — deformarea de ovalizare (*b*). Primele solicitări produc ruperea bolțului în plan transversal; solicitarea de ovalizare produce ruperea bolțului în plan longitudinal (*c*). În perioada arderii violente, forțele de presiune înregistrează creșteri rapide care produc solicitarea prin șoc. Caracterul variabil al sarcinii produce fenomenul de oboseală a bolțului. Rezultă că bolțul trebuie să posede o rezistență înaltă la solicitările de încovoiere variabile și cu șoc.

În timpul funcționării, bolțul este supus uzării. Întrucât mișcarea de rotație a bolțului are un caracter alternativ, cu viteze periferice reduse — circa 1 m/s — nu se poate realiza ungerea în regim hidrodinamic. Pe de altă parte alimentarea cu ulei se face cu dificultate și are în general un caracter discontinuu; ca urmare se instalează un regim semifluid de ungere.

Regimul termic al bolțului are un rol hotărâtor asupra ungerii. Nivelul regimului termic al bolțului se limitează pe mai multe căi și anume: prin reducerea presiunii specifice dintre bolț și suprafețele de reazem, prin reducerea valorilor rugozității suprafețelor, prin intensificarea alimentării cu ulei a îmbinării, prin îmbunătățirea calității lubrifianului, prin mărirea rigidității bolțului.

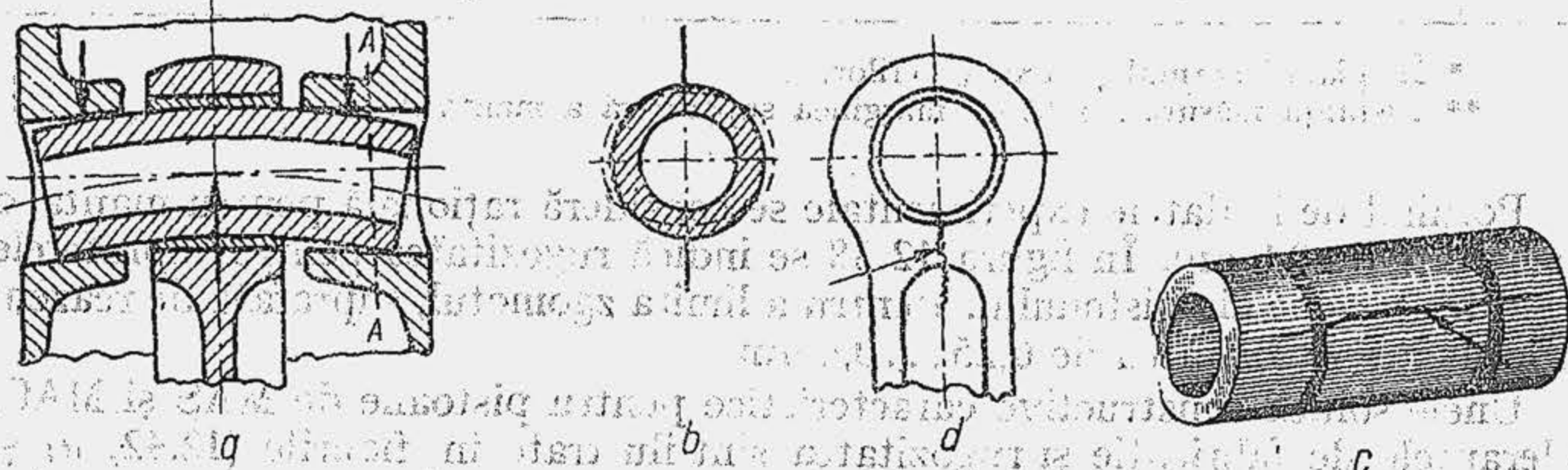


Fig. 12.43. Deformațiile bolțului (*a* și *b*); ruperea bolțului după un plan longitudinal (*c*); zona de rupere a piciorului bielei (*d*).

Experiența arată că deformarea de ovalizare a bolțului produce nu numai ruperea lui dar și a piciorului bielei (fig. 12.43, *d*), iar deformarea de încovoiere produce ruperea locașurilor bolțului din piston în secțiunea A—A (fig. 12.43, *a*). Din cauza deformării de încovoiere între suprafețele de contact, apare o distribuție neuniformă a presiunii pe lungimea îmbinării (fig. 12.44).

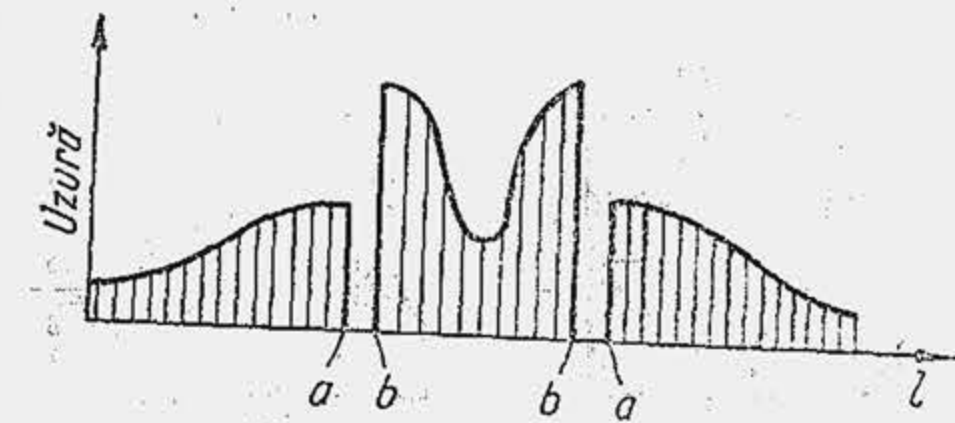


Fig. 12.44 Distribuția uzurii pe lungimea bolțului.

Solicitarea prin șoc în prezența jocurilor intensifică uzarea bolțului și zgomotul. După un interval de timp apar bătăi metalice caracteristice, care avertizează asupra jocului inadmisibil apărut în îmbinare (uzură exagerată) și impune intervenția radicală. Un joc prea mic în timpul funcționării împiedică formarea peliculei de ulei; un joc prea mare amplifică șocul și zgomotul.

### 12.2.2. CONSTRUCȚIA BOLȚULUI

Forma bolțului este impusă de considerente de masă, rigiditate și fabricație. Forma tubulară (fig. 12.45) asigură o masă redusă. Bolțul cu secțiune constantă (*a*) este o soluție tehnologică simplă. La motoarele cu turație ridicată, din cauza forței de inerție se reduce la minimum grosimea pereților (2...5 mm) și se obține un bolț cu pereți subțiri, la care ruperile longitudinale de ovalizare sînt cele mai frecvente. La MAC se utilizează bolțuri cu pereți groși (8...13 mm), care se rup mai frecvent în plan transversal. Pentru a se mări rigiditatea bolțului, acesta se confecționează sub forma unui solid de egală rezistență (*b*), dar soluția creează dificultăți tehnologice. Întrucât deformarea maximă de încovoiere apare în secțiunea centrală, iar cea de ovalizare se produce într-o zonă centrală, reprezentînd circa 20% din lungimea bolțului, o rigiditate suplimentară se obține prin prelucrare cilindrică (preț mai mic), în trepte (masă intermediară) a suprafeței interioare (*c* și *d*), ceea ce este avantajos și pentru forfecare.

Îmbinarea cu joc se realizează prin trei metode distincte de montaj: 1) bolț fix în piston și liber în piciorul bielei, 2) bolț fix în piciorul bielei și liber în

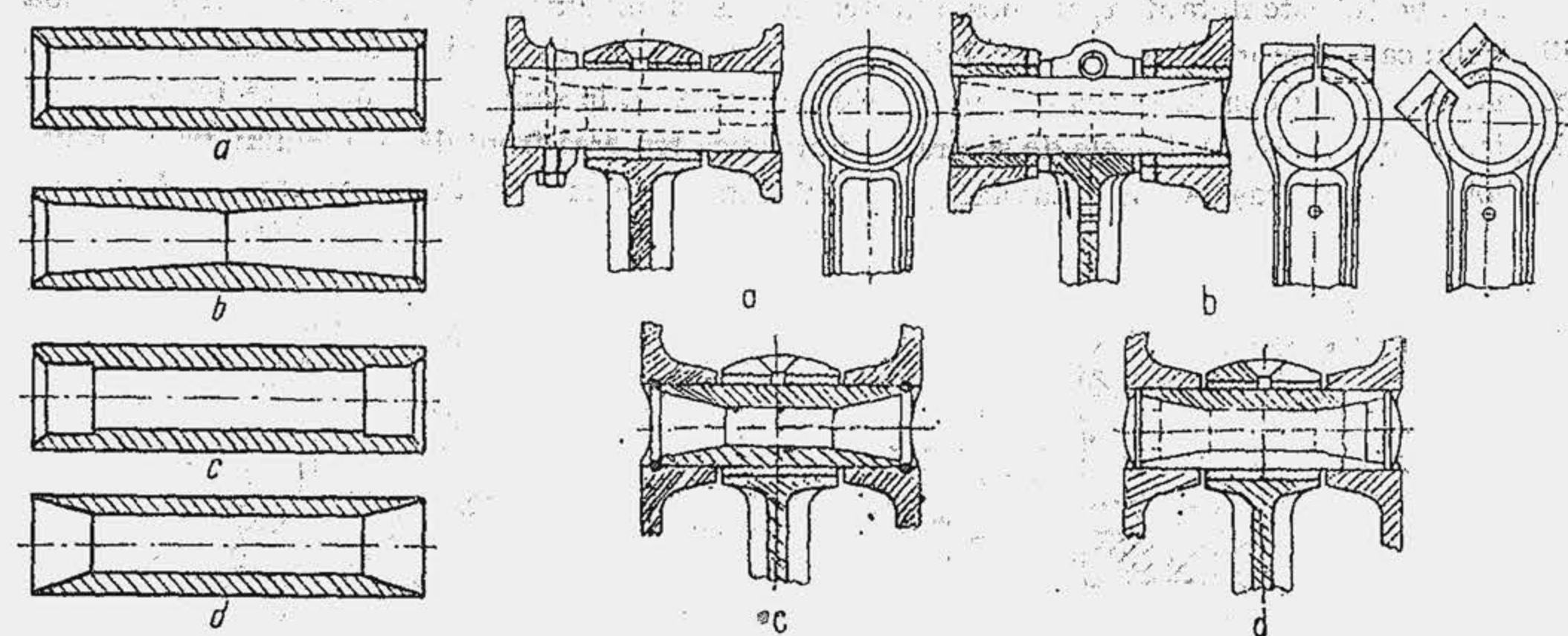


Fig. 12.45. Forme constructive de bolț.

Fig. 12.46. Procedee de montaj al bolțului în piciorul bielei.



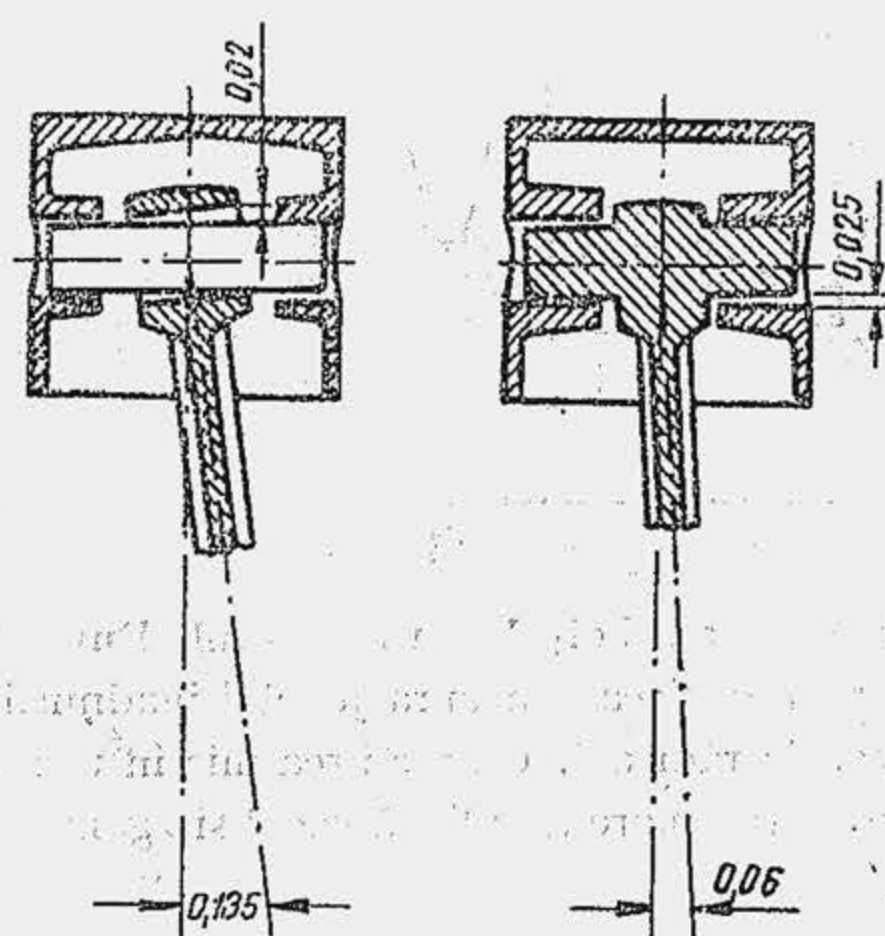


Fig. 12.47. Dezaxarea bieiei la montajul flotant (a) și fix (b) al bolțului.

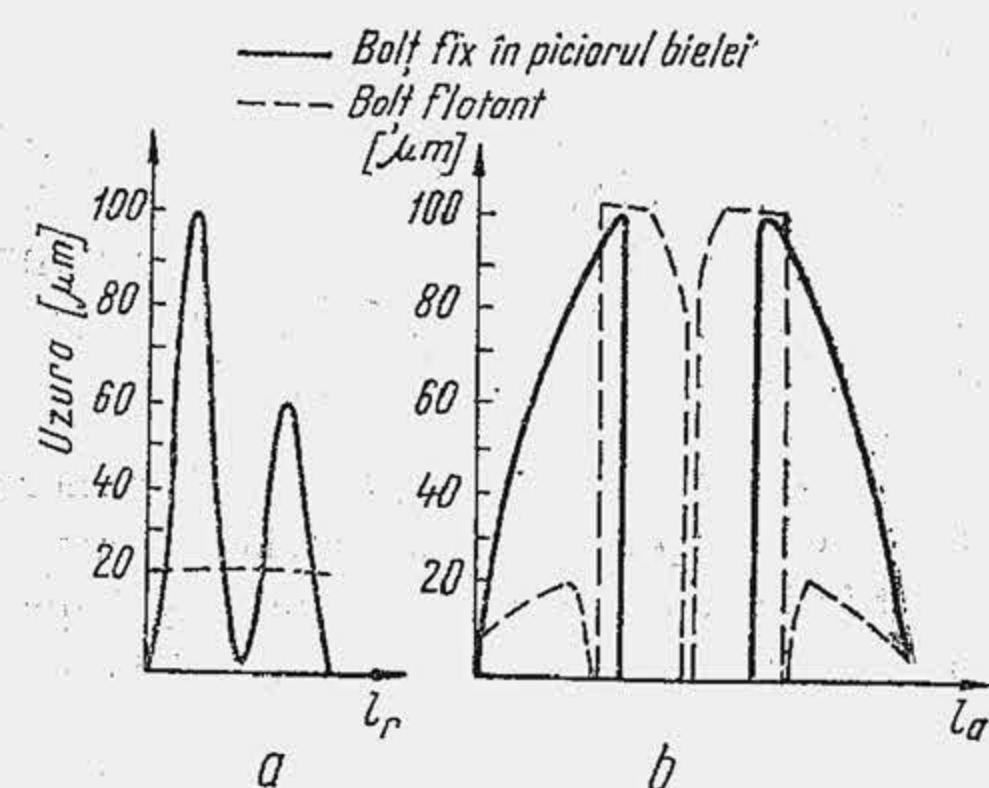


Fig. 12.48. Distribuția uzurii radiale (a) și longitudinale (b).

piston; 3) bolț flotant. Montajul prin prima metodă, deși elimină ungerea bolțului în locașurile din piston, fiind realizat prin șuruburi care străpung bolțul și locașul (fig. 12.46, a) produce o concentrare mare de tensiuni la marginile găurii, mărește masa îmbinării și rebeturile; de aceea soluția nu se utilizează pe motoarele de autovehicule. Soluția a doua (b) se realizează fie prin secționarea parțială a piciorului bieiei și apoi prin strângerea îmbinării cu un șurub, fie prin montaj cu strângere (se încălzește piciorul bieiei la 240...280°C). Soluția s-a răspândit în prezent prin avantajele pe care le are.

La același joc în piciorul bieiei, dezaxarea bieiei se reduce la jumătate față de montajul bolțului flotant (fig. 12.47), care cumulează dezaxările bolțului în toate locașurile lui. În fine, se reduce intensitatea zgomotului în funcționare. Montajul flotant al bolțului (v. fig. 12.46, c și d) reprezintă de asemenea o soluție răspândită. Avantajul principal al soluției îl constituie reducerea uzurii bolțului în locașurile din piston și repartizarea ei uniformă pe periferia bolțului (fig. 12.48), deoarece micșorează vitezele relative dintre suprafețe și determină o rotire completă a bolțului după un număr de cicluri, care mediază uzura pe periferie.

Cînd bolțul este flotant, apare posibilitatea deplasării lui axiale și se produc rizuri pe oglinda cilindrului care compromit etanșarea. Mișcarea axială a bolțului se limitează pe două căi. Metoda cea mai răspândită constă în fixarea unor inele de siguranță în șanțurile practicate în locașurile din piston (fig. 12.49, a). Inelele de siguranță împiedică trecerea frontală a uleiului pe suprafețele bolțului din locaș. Acest dezavantaj este înlăturat prin intermediul unor capace (b) sferice

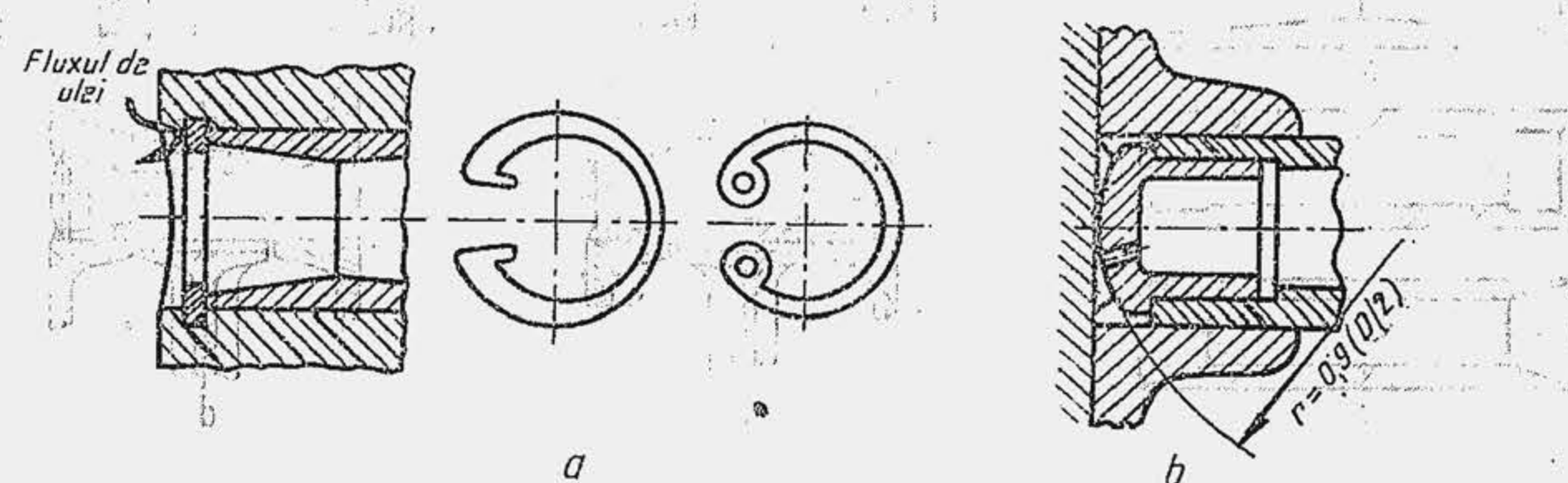


Fig. 12.49. Soluții pentru împiedicarea deplasării axiale a bolțului.

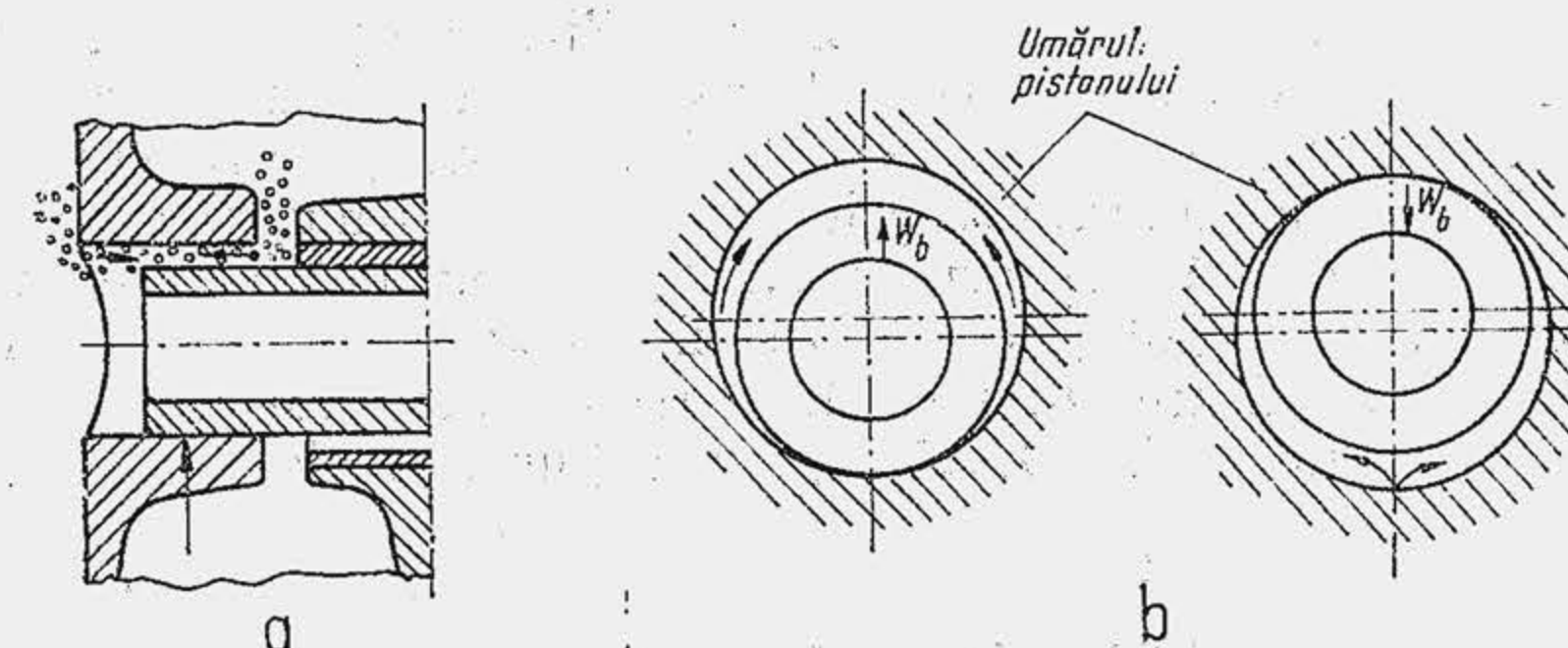


Fig. 12.50. Ungerea bolțului prin cădere (a) și pompaj (b).

la exterior, confecționate din material ușor și moale (aliaj de Al sau Mg), care nu limitează deplasarea axială, dar previne contactul dintre bolțul cu duritate mai mare și cilindrul cu duritate mai mică.

Bolțul se unge pe mai multe căi: ceața de ulei care se formează sub capul pistonului ajunge în spațiul dintre piciorul bieiei și locașurile bolțului din piston (a) și se întinde pe suprafețe prin interstițiul creat de jocuri (fig. 12.50); ungerea continuă apoi prin mișcarea alternativă de translație a bolțului în limitele jocului, care produce pomparea uleiului de la partea superioară la partea inferioară a locașului (b). Pentru a intensifica alimentarea cu ulei, în piciorul bieiei se practică un orificiu (v. fig. 12.46, c și d). Cînd bolțul este puternic solicitat, ambele soluții se dovedesc a fi nesatisfăcătoare. În acest caz uleiul este adus sub presiune de la capul bieiei printr-un canal practicat în piciorul bieiei sau printr-o conductă exterioară. Cînd bolțul este fix în piciorul bieiei, se practică orificii în locașurile din piston (fig. 12.51), alimentate de ceața de ulei (a) sau de uleiul raclat de segmenti (b).

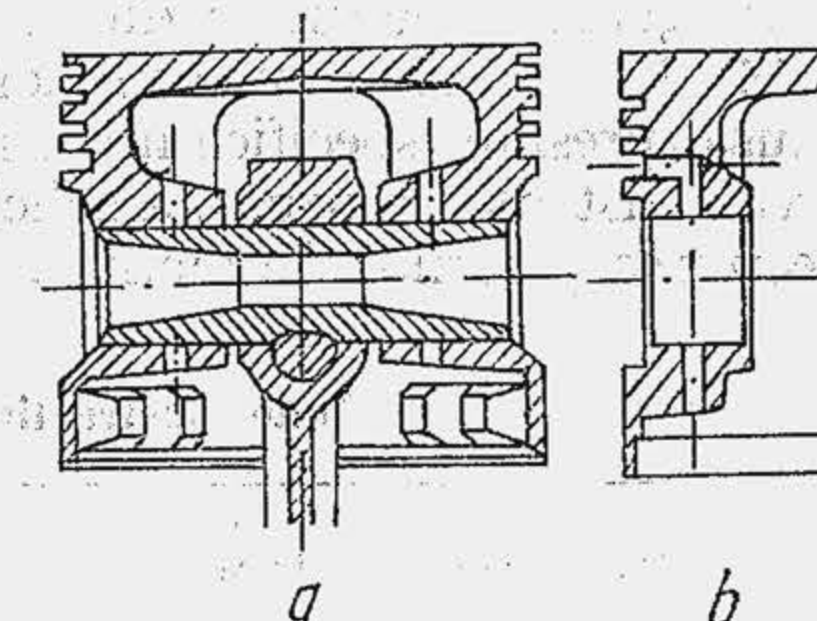


Fig. 12.51. Ungerea bolțului prin canale practicate în umerii pistonului.

### 12.2.3. MATERIALE

Bolțul se confecționează din bare laminate. Materialul pentru bolț trebuie să fie tenace pentru a rezista la solicitarea prin șoc. Un material tenace are însă o deformare mare — ceea ce nu corespunde cerinței de rigiditate — și o rezistență mică la rupere — ceea ce nu corespunde solicitărilor de încovoiere și oboseală. Se obțin soluții de compromis dacă se asigură o duritate ridicată (55...65 HRC) stratului superficial, pentru ca materialul să reziste la uzură și oboseală, și o tenacitate ridicată miezului (35...44 HRC). Materialele care satisfac cel mai bine aceste condiții sînt oțelurile carbon de calitate (STAS 880—66) și oțelurile aliate (STAS 791—66) (elemente de aliere Cr, Ni, Mn, Mo), cu conținut redus de carbon (0,12...0,35%). Prin tratament termochimic de cementare se aduce duritatea suprafeței la nivelul dorit. Tratamentul de cementare este o operație scumpă și se înlocuiește cu călirea superficială prin CIF, pe o adîncime de 1,0...1,5 mm. Pentru bolțurile cu solicitare intermediară se utilizează oțel (mărcile: OLC15, OLC 20, OLC 45, OLC 60, 15CO8/15Cr3) care prin cementare (adîncimea stratului de 0,5...1,5 mm)



atinge duritatea de 58...62 HRC. Când se utilizează oțeluri aliate (mărcile: 18MC10/16 MnCr5, 15CN15/15CrNi6, 21MoMC12), după cementare, duritatea stratului superficial ajunge la 58...64 HRC cu rezistența la rupere de 100...120 daN/cm<sup>2</sup>. Experiența arată că prin cementarea bolțului pe ambele suprafețe rezistența la oboseală crește cu 15...20%, iar prin nitrurare pe ambele suprafețe cu 35...45%. Soluțiile sînt posibile numai cînd grosimea miezului tenace nu scade sub valoarea admisibilă, care se stabilește astfel încît secțiunea transversală a miezului să fie 70...75% din secțiunea totală.

#### 12.2.4. CALCULUL BOLȚULUI

În general, bolțul se dimensionează pe baza datelor constructive (tab. 12.14). La alegerea dimensiunilor trebuie să se aibă în vedere trei criterii: masă redusă, presiuni specifice mici, rigiditate sporită. Calculele au ca scop verificarea rezistenței la uzură, a solicitărilor mecanice și a deformațiilor, precum și precizarea jocurilor de montaj.

Tabela 12.14

Date constructive pentru dimensionarea bolțului

Dimensiunea caracteristică	MAS	MAC
Lungimea $l$ , în mm:		
— bolț flotant	(0,8...0,87) $D^*$	(0,8...0,87) $D$
— bolț fix	(0,88...0,93) $D$	(0,88...0,93) $D$
Lungimea $l_b$ , în mm:		
— bolț flotant	(0,30...0,40) $D$	(0,32...0,42) $D$
— bolț fix	(0,26...0,30) $D$	(0,27...0,32) $D$
Diametrul $d_{eb}$ , în mm:	(0,24...0,28) $D$	(0,34...0,38) $D$
$\alpha = d_{ib}/d_{eb}$	0,64...0,72	0,52...0,58

\*  $D$ -alezajul.

Criteriul principal al rezistenței la uzură îl constituie încărcarea specifică a bolțului. Schema pentru calculul presiunii pe bolț este arătată în figura 12.52,  $a$ . Forța care încarcă bolțul se precizează convențional. Se consideră că forța maximă de presiune —  $F_{pmax}$  — este

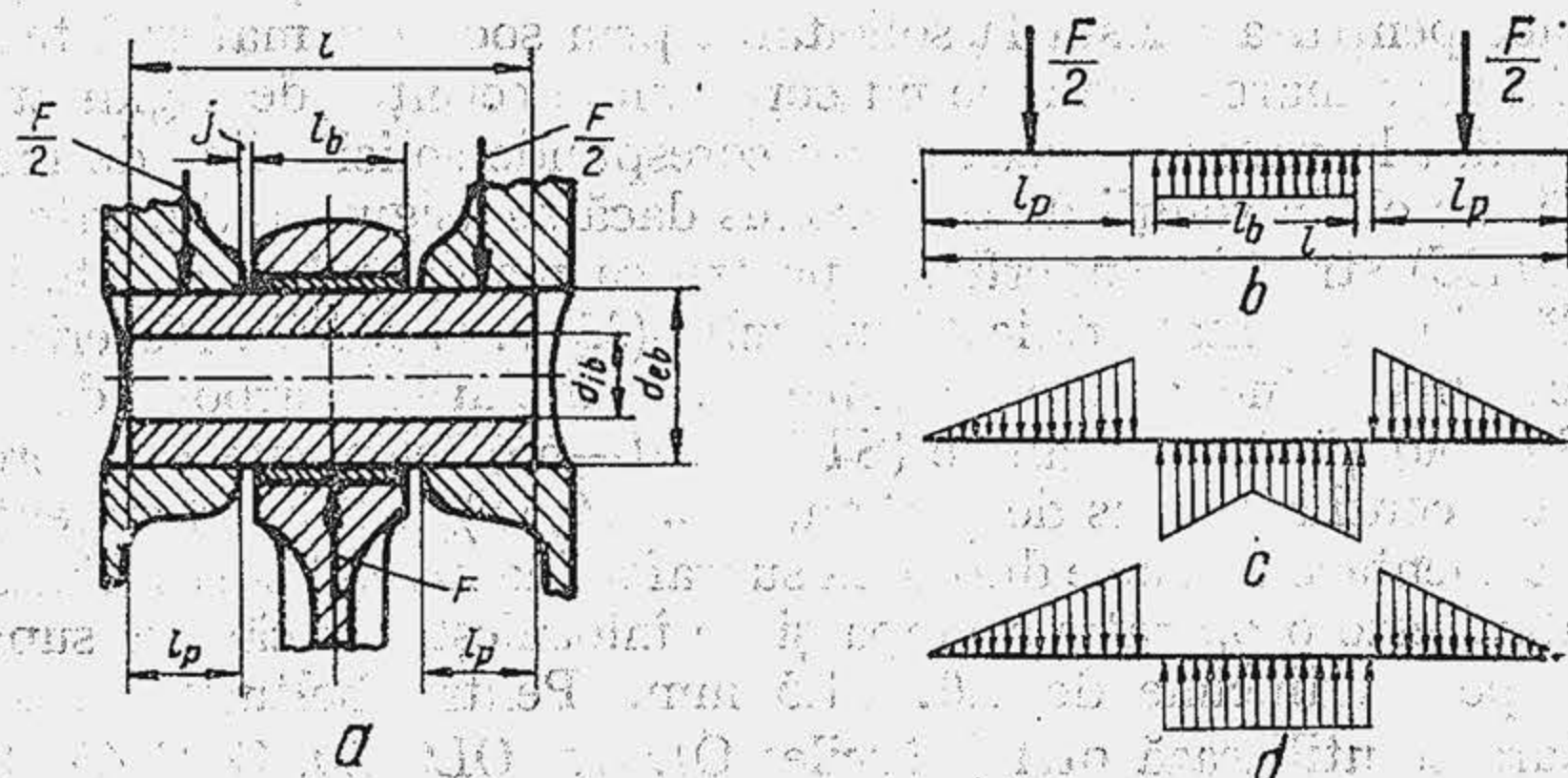


Fig. 12.52. Dimensiunile caracteristice ale bolțului și scheme de încărcare.

redușă de forță de inerție a masei pistonului (v. rel. 10.28). Relațiile (1) și (1') de calcul al presiunilor și valorile admisibile sînt arătate în tabela 12.15;  $F_{APmax}^*$  se calculează cu masa pistonului și a segmentelor;  $F_{APmax}$  se calculează cu masa grupului piston;  $F_{APmax}^* = 0,7 F_{APmax}$ . Se impune  $p_p < p_b$ , deoarece temperatura din locașurile pistonului este mai mare (ulei mai fluid) iar în piciorul bieiei se introduce o bucsă cu proprietăți antifricțiune. Pentru aceleași motive lungimea de reazem a bolțului în picior  $l_b = (0,435...0,475) l$  adică mai puțin de jumătate din lungimea totală ( $l$ ) a bolțului, ceea ce mărește și rigiditatea construcției. Rezultă  $d_{eb}$  din relația (2).

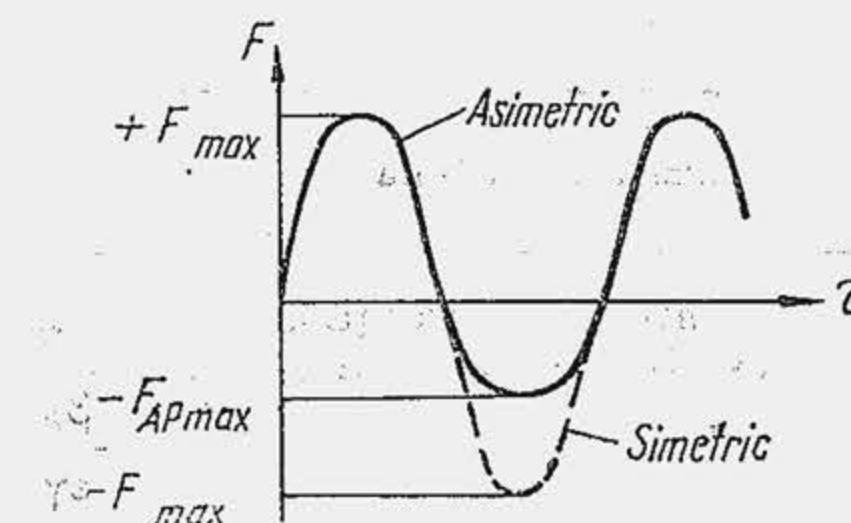


Fig. 12.53. Cicluri de solicitare variabilă a bolțului.

Pentru verificarea bolțului la încovoiere, forfecare și ovalizare se introduce în calcul forța  $F = F_{pmax} - F_{APmax}^*$ . Pentru calculul la încovoiere, schema  $a$  (fig. 12.52) cu forțe concentrate nu este satisfăcătoare pentru motoarele rapide. Schema  $b$ , în care bolțul este considerat o grindă simplu rezemată încărcată cu două forțe concentrate în locașurile din piston și sarcina uniform distribuită în piciorul bieiei — reflectă insuficient condițiile reale; schema ( $c$ ) este mai rațională deoarece corespunde distribuției de uzură în lungul bolțului (v. fig. 12.48), dar se înlocuiește cu schema,  $d$ , mai simplă. Pentru schema  $d$ , expresia momentului încovoiator în secțiunea mediană a bolțului este  $M = F(1 + 0,5 l_b + 4j)/12$ ; cu ajutorul ei se determină efortul unitar maxim de încovoiere (relația 3, tabela 12.15, în care s-a notat cu  $\alpha$  raportul diametrelor  $\alpha = d_{ib}/d_{eb}$ ).

Verificarea la încovoiere pentru bolțul cu pereți groși se efectuează și în condițiile solicitării variabile a bolțului. În acest scop se precizează ciclul de solicitare variabilă, care depinde de procedeul de montaj. La bolțul fix, ciclul de încărcare este asimetric (fig. 12.53); la bolțul flotant

Tabela 12.15

Relațiile de calcul pentru verificarea bolțului și valorile admisibile ale mărimilor caracteristice

Mărimea caracteristică	Relația de calcul	Valoarea admisibilă, în daN/cm <sup>2</sup> , μm, °C, sau fără dimensiuni
Presiunea în locașurile din piston	$p_p = \frac{F_{pmax} - F_{APmax}^*}{2l_p d_{eb}} \quad (1)$	250...540
Presiunea în piciorul bieiei	$p_b = \frac{F_{pmax} - F_{APmax}^*}{l_b d_{eb}} \quad (1')$	400...900
Diametrul exterior al bolțului	$d_{eb} = \frac{F_{pmax} - F_{APmax}^*}{l - 2j} \left( \frac{1}{p_p} + \frac{1}{p_b} \right) \quad (2)$	v. tabela 12.14
Efortul unitar maxim de încovoiere	$\sigma_i = \frac{F(1 + 0,5 l_b + 4j)}{1,2 d_{eb}^3 (1 - \alpha^4)} \quad (3)$ $\alpha = d_{ib}/d_{eb} \quad (3')$	2500...5000 (oțel aliat) 1200...1500 (oțel carbon)
Coeficientul de siguranță la oboseală pentru bolțul fix în bielă	$c = \frac{1}{\beta_k \frac{\sigma_{iv}}{\sigma_{-1}} + \psi \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}}} \quad (4)$ $\sigma_{im} = \frac{\sigma_{i max} + \sigma_{i min}}{2} \quad (4')$ $\sigma_{iv} = \frac{\sigma_{i max} - \sigma_{i min}}{2} \quad (4'')$	2...4



Tabela 12.15 (continuare)

Mărimea caracteristică	Relația de calcul	Valoarea admisibilă, în daN/cm <sup>2</sup> , μm, °C sau fără dimensiuni
Coeficientul de siguranță la oboseală pentru bolțul flotant	$c = \frac{\sigma_{-1}}{\beta_k \sigma_{\psi} \varepsilon \gamma} \quad (5)$	1...2,2
Efortul unitar maxim la forfecare	$\tau = \frac{0,85 F(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{eb}^2(1 - \alpha^4)} \quad (6)$	1000—2200 (oțel aliat) 600—1000 (oțel carbon)
Eforturile unitare de ovalizare, într-o secțiune oarecare ( $\varphi$ ), în fibra exterioară ( $\sigma_e$ ) și în fibra interioară ( $\sigma_i$ )	$(\sigma_e)_\varphi = \frac{Fr}{hl} \left[ 2 \frac{6r+h}{h(2r+h)} f_2 - \frac{f_1}{r} \right] K \quad (7)$ $(\sigma_i)_\varphi = -\frac{Fr}{hl} \left[ 2 \frac{6r-h}{h(2r-h)} f_2 + \frac{f_1}{r} \right] K \quad (8)$ $f_1 = 0,5 \cos \varphi + 0,3185 \sin \varphi - 0,3185 \varphi \cos \varphi$ $f_2 = f_1 - 0,406$ $r = d_{eb} \frac{1+\alpha}{4}; h = d_{eb} \frac{1-\alpha}{2}$ $K = 1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3$	—
Eforturile unitare de ovalizare în secțiunile caracteristice	$(\sigma_e)_{\varphi=0^\circ} = \frac{F}{ld_{eb}} \left[ 0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] K = \frac{F}{ld_{eb}} \beta_1 \quad (9)$ $(\sigma_e)_{\varphi=90^\circ} = -\frac{F}{ld_{eb}} \left[ 0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] K = -\frac{F}{ld_{eb}} \beta_2 \quad (10)$ $(\sigma_i)_{\varphi=0^\circ} = -\frac{F}{ld_{eb}} \left[ 0,19 \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] K = -\frac{F}{ld_{eb}} \beta_3 \quad (11)$ $(\sigma_i)_{\varphi=90^\circ} = \frac{F}{ld_{eb}} \left[ 0,174 \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] K = \frac{F}{ld_{eb}} \beta_4 \quad (12)$	1400...3000

Tabela 12.15 (continuare)

Mărimea caracteristică	Relația de calcul	Valoarea admisibilă (în daN/cm <sup>2</sup> , μm, °C sau fără dimensiuni)
Deformația maximă de ovalizare	$\delta d_{max} = \frac{0,09 F}{lE} \left( \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 K \quad (13)$	$\leq (1/2) \Delta'$ sau 10...20
Jocul de montaj în locașul bolțului din piston	$\Delta = \frac{\Delta' + d_{eb} [\alpha_{OL}(t_b - t_0) - \alpha_{Al}(t_p - t_0)]}{1 + \alpha_{Al}(t_p - t_0)} \quad (14)$	1) bolț flotant (+3) ... (-2) (D < 100 mm) (+4) ... (-4) (D = 100...150 mm) 2) bolț fix în bielă (+6) ... (+8)
Temperatura minimă a pistonului la montarea bolțului flotant	$t_{min} = \frac{-\Delta}{\alpha_{Al}(d_{eb} + \Delta)} + t_0 \quad (15)$	80...120°

Valori pentru dezvoltarea calculelor:  $\sigma_{-1} = (0,40 \dots 0,55) \sigma_r$ ;  $\sigma_0 = (1,4 \dots 1,6) \sigma_{-1}$ ;  $\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ ;  $\sigma_r = 60 \dots 75$  daN/mm<sup>2</sup> pentru OLC 45;  $\beta_k = 1$ ;  $\gamma = 1,1 \dots 1,5$  (bolț călit cu suprafața lustruită);  $\gamma = 1,5 \dots 2,5$  (bolț cementat sau nitruat cu suprafața lustruită);  $\varepsilon$  se alege din figura 13.24, b.

ciclul de încărcare este mai dezavantajos. Întrucît bolțul, după mai multe cicluri, realizează o rotație completă în locaș, fibra medie suportă aceeași deformare maximă, în ambele sensuri, iar ciclul de încărcare este simetric. Eforturile unitare de încovoiere —  $\sigma_{imax}$  și  $\sigma_{imin}$  — se obțin din relația (3), substituind forța  $F$  cu valorile maxime și minime precizate anterior\*. Expresiile coeficienților de siguranță pentru cele două cicluri sînt precizate de relațiile (4) și (5);  $\sigma_{-1}$  este rezistența la oboseală prin ciclu simetric de încovoiere;  $\sigma_0$  — rezistența la oboseală prin ciclu pulsator de încovoiere;  $\beta_k$  — coeficientul efectiv de concentrare la solicitări variabile;  $\varepsilon$  — factorul dimensional;  $\gamma$  — coeficientul de calitate a suprafeței;  $\psi = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0$ . Valorile  $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_0$ ,  $\beta_k$ ,  $\varepsilon$ ,  $\gamma$  sînt arătate în tabela 12.15.

Efortul unitar la forfecare, în planul neutru rezultă din formula lui J u r a w s k i, relația (6). Secțiunea cea mai solicitată este cea situată între locașurile bolțului din piston și piciorul bielei.

Calculul la ovalizare pentru bolțul cu pereți subțiri se dezvoltă în ipoteza că bolțul este o grindă curbă în secțiunea transversală, încărcată cu o sarcină distribuită sinusoidală  $p = p_0 \sin \varphi$  (fig. 12.54, a); solicitarea de ovalizare apare în secțiunea longitudinală (b). Experiența arată că repartiția sinusoidală nu este riguros exactă. Rezultatele se corectează, majorînd forța cu coeficientul  $K$ , determinat experimental, care este întotdeauna supraunitar. Eforturile unitare de încovoiere într-o secțiune oarecare  $\varphi$  iau valori diferite în fibra interioară și în fibra exterioară, relațiile (7) și (8). Se observă (c), că eforturile unitare iau valori extreme în secțiunile longitudinale, paralele cu planul cilindrilor, respectiv, normală pe planul cilindrilor; în secțiunea  $\varphi = 0$ , în fibra exterioară apar eforturi unitare de întindere (+) iar în fibra interioară apar eforturi unitare de compresiune (—). În secțiunea  $\varphi = \pi/2$  eforturile unitare în cele două fibre schimbă de semn. Eforturile unitare extreme se determină din relațiile (7) și (8) cu condițiile  $\varphi = 0^\circ$  și  $\varphi = 90^\circ$  și se exprimă într-o formă convenabilă — relațiile (9), (10), (11) și (12). Pentru simplificarea calculelor, funcțiunile  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  și  $\beta_4$ , împreună cu coeficientul de corec-

\* Aici și în continuare, se citează relațiile din tabela 12.15.



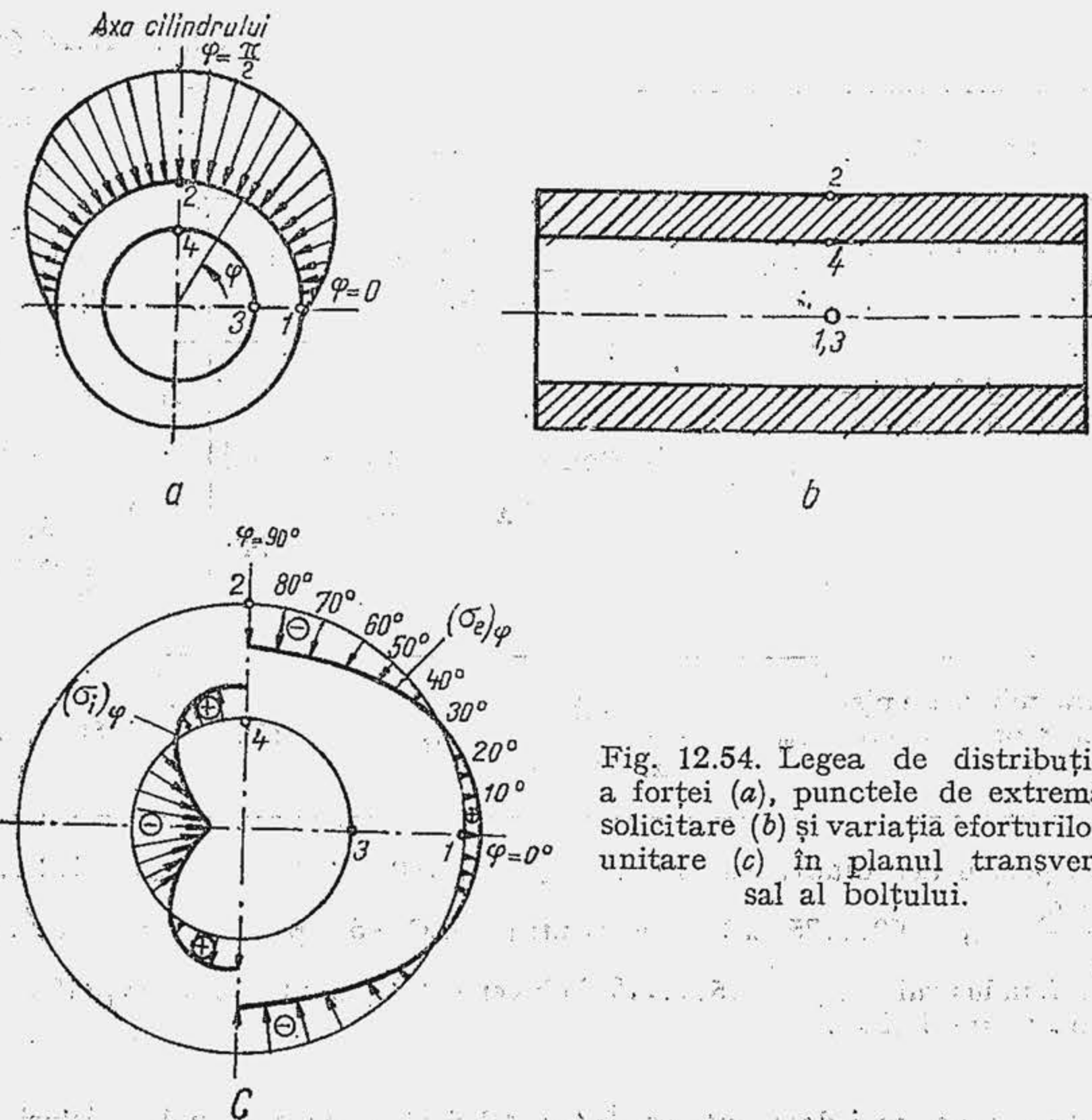


Fig. 12.54. Legea de distribuție a forței (a), punctele de extremă solicitare (b) și variația eforturilor unitare (c) în planul transversal al bolțului.

ție  $K$  s-au reprezentat grafic în raport cu  $\alpha$  (fig. 12.55). Se observă că funcțiunea  $\beta_3$  ia valorile cele mai mari, astfel încât se conchide, că verificarea la ovalizare trebuie făcută în punctul 3, în care eforturile unitare sînt maxime.

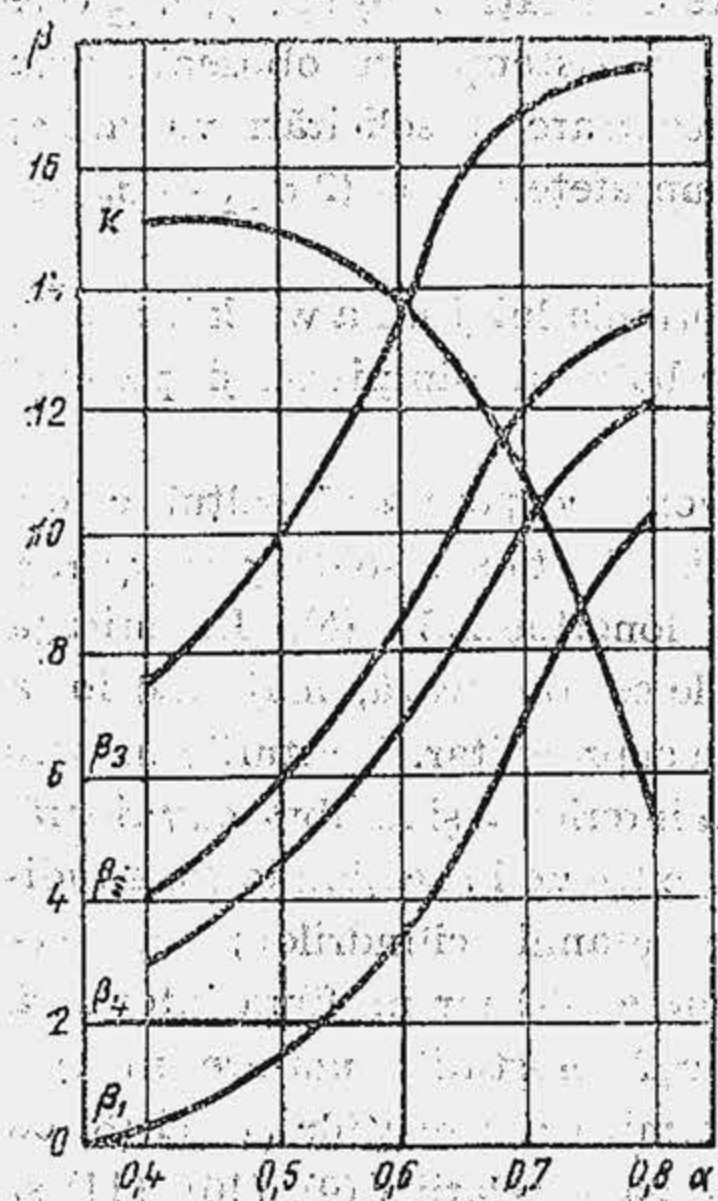
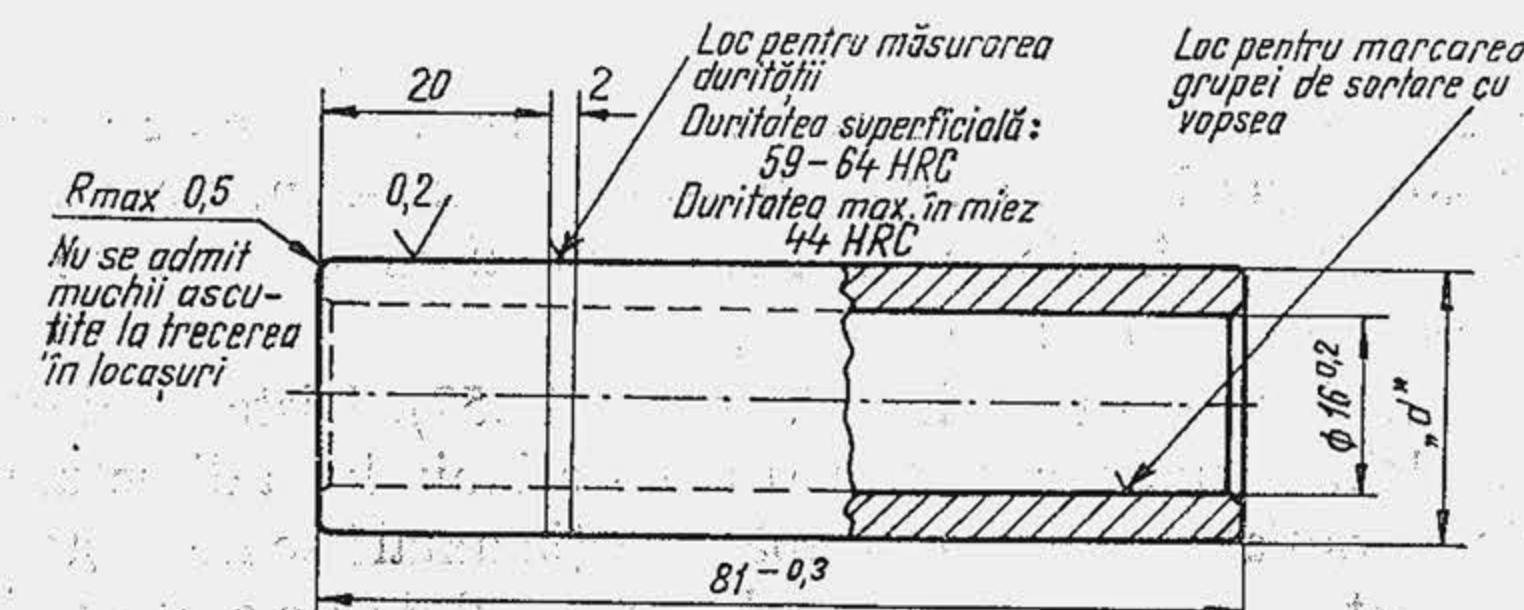


Fig. 12.55. Variația unor mărimi caracteristice cu raportul diametrelor.

Deformația maximă de ovalizare sau creșterea maximă a diametrului  $\delta d_{max}$  se limitează pentru a preveni griparea bolțului în locașuri. Ea se produce într-un plan normal pe axa cilindrului și este precizată de relația (13). Evident,  $\delta d_{max}$  nu trebuie să depășească jocul diametral la cald  $\Delta$ . Pentru a mări însă siguranța contra gripajului se recomandă ca  $\delta d_{max} \leq \Delta/2$ , iar  $\Delta' = (0,001 \dots 0,005) d_{eb}$ .

Pentru a menține jocul la cald în limitele stabilite este necesar să se precizeze jocul de montaj (jocul nominal la rece). Jocul la cald în piciorul bieiei nu diferă practic de jocul de montaj deoarece temperatura piciorului bieiei și temperatura bolțului au valori apropiate; la aceasta se adaugă faptul că cele două organe sînt confecționate din același material. În locașurile bolțului din piston dilatațiile sînt diferite mai ales cînd pistonul este confecționat din aliaj de aluminiu cu coeficient de dilatare mare —  $\alpha_{Al} = (17-25) \cdot 10^{-6}$  — în raport cu coeficientul de dilatare a bolțului —  $\alpha_{OL} = 12 \cdot 10^{-6}$ . Întrucît și temperaturile de regim sînt ridicate —  $t_p = 150 \dots 200^\circ\text{C}$  — jocurile la cald cresc inadmisibil. Dacă se notează cu  $t_b$  — temperatura bolțului în timpul funcționării ( $t_b \approx 150^\circ\text{C}$ ) și cu  $t_0$  — temperatura mediului ambiant, atunci diame-

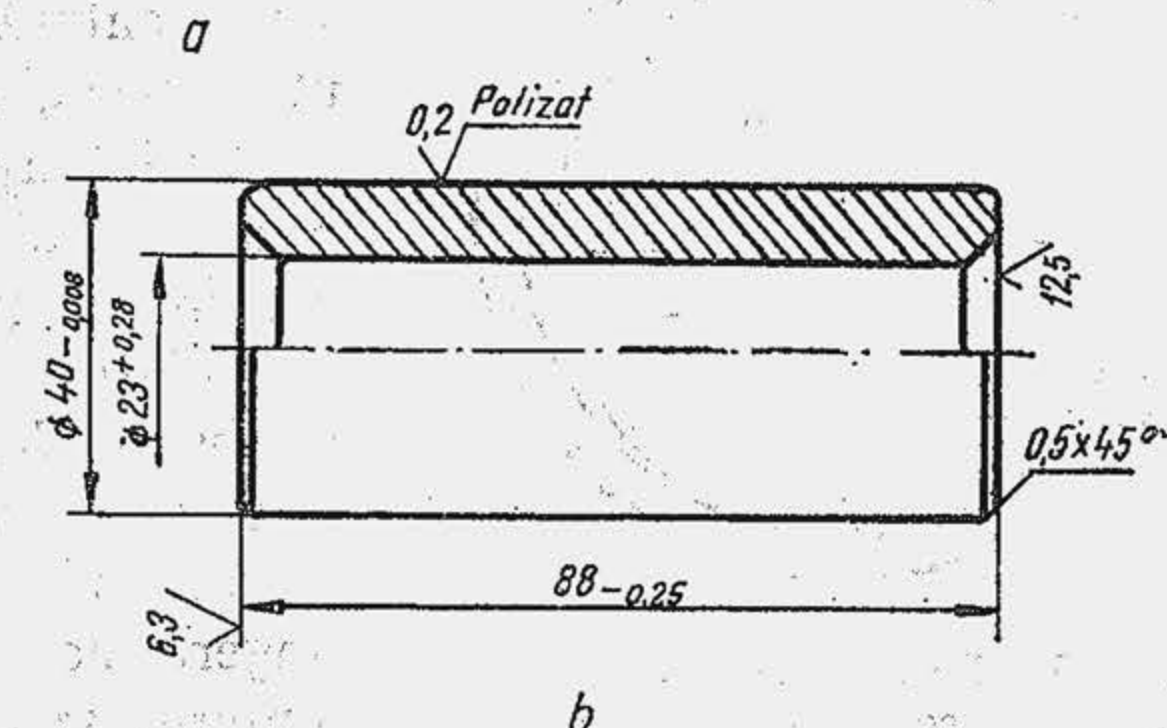
trul bolțului în timpul funcționării la cald va fi  $d_{eb}[1 + \alpha_{OL}(t_b - t_0)]$ . Dacă se notează cu  $\Delta$  jocul diametral la montaj, în piston, diametrul locașurilor la rece va fi  $(d_{eb} + \Delta)$ , iar la cald  $(d_{eb} + \Delta) \cdot [1 + \alpha_{Al}(t_p - t_0)]$ . Se pune condiția ca diferența dintre cele două diametre la cald să fie egală cu jocul la cald  $\Delta'$  și rezultă mărimea jocului de montaj, relația (14). Se observă că, pentru pistonul din fontă ( $\alpha_{FO} = 12 \cdot 10^{-6}$ ) jocul este întotdeauna pozitiv ( $\Delta = 7 \dots 9 \mu\text{m}$ ). În cazul pistoanelor din aliaje ușoare, jocul este pozitiv sau negativ; la motorul SAVIEM 797,  $\Delta = 1 \dots 7 \mu\text{m}$ . La pistoanele din aliaje de aluminiu relația (14) dă aproape întotdeauna un joc negativ, deoarece  $\alpha_{Al} > \alpha_{OL}$  și  $t_p > t_b$ . Cînd bolțul este flotant, aceasta înseamnă că în stare rece, ajustajul lui în locașuri trebuie să fie cu strîngere. În acest caz, pentru a face posibilă funcționarea la pornire, bolțul se montează cu joc în piciorul bieiei. Cînd bolțul e fix în piciorul bieiei, funcționarea la pornire este posibilă numai dacă bolțul se montează cu joc în locașurile din piston. În acest caz  $\Delta > 0$  și relația (14) este satisfăcută rar, de aceea, în timpul funcționării apar jocuri mult mai mari, iar bolțul nu mai este silențios. Cînd ajustajul este cu strîngere, montajul bolțului se face prin încălzirea pistonului, fiind interzisă trecerea forțată a bolțului, care ar putea produce rizuri pe suprafața lui. Temperatura minimă ( $t_{min}$ ), de montaj a pistonului — relația (15) se determină din condiția ca diametrul locașului după încălzire  $(d_e + \Delta)[1 + \alpha_{Al}(t_{min} - t_0)]$  să fie egal cu diametrul exterior al bolțului, la rece  $d_{eb}$ . Încălzirea se face în ulei, ceea ce ușurează și introducerea manuală a bolțului. Jocul bolțului în piciorul bieiei la bolțul flotant variază între  $0,005 \dots 0,03 \text{ mm}$  sau  $(0,0004 \dots 0,0015) d_{eb}$ . La motorul SAVIEM 797-05 el este de  $0,02 \dots 0,04 \text{ mm}$ , iar la motorul MAN-D2156 este de  $0,05 \dots 0,08 \text{ mm}$ . În ambele cazuri în piciorul bieiei este o bucsă de bronz.



Diam. $d_p$	Grupa	Culoarea	Diam. $d$	Diam. $d_i$
25,006-25,009	1	roșu	25,003-25,008	25,005-25,008
25,003-25,006	2	alb	25,000-24,997	25,002-25,005
25,000-25,003	3	negru	24,997-24,994	24,999-25,002

- 1.- Bolțurile se sortează în grupe de  $0,003 \text{ mm}$ . Se pot asambla numai bolțuri și pistoane din aceeași grupă. Cota din piston  $d_p$ . Cota din piciorul bieiei  $d_i$ .
- 2.- Adîncimea de cementare; exterior  $0,6-1,0 \text{ mm}$ ; interior inadmisibil.
- 3.- Abaterile de la forma cilindrică cel mult  $0,003 \text{ mm}$ .
- 4.- Pe suprafața exterioară nu se admit rizuri, pete negre, lovituri, urme de coroziune sau alte defecte.

Fig. 12.56. Desenele de execuție ale bolțurilor motoarelor SR-211 (a) și D-103 (b).





Pentru limitarea efectului de șoc, jocurile în îmbinare au valori foarte strânse. La motoarele de turism se prescrie un joc foarte mic în piciorul bielei, de  $3 \dots 6 \mu\text{m}$ . În acest caz toleranțele de fabricație nu trebuie să depășească  $3 \mu\text{m}$  ( $1 \dots 3 \mu\text{m}$ ). Asemenea toleranțe pot fi obținute prin sortarea pe grupe a pieselor (v. fig. 12.42, a și 12.56, a). Pentru același motiv și abaterile de la forma cilindrică se limitează la  $3 \mu\text{m}$ . În schimb, la MAC nivelul jocului fiind mai ridicat se admit toleranțe de  $8 \mu\text{m}$  și nu se apelează la operația de sortare. La precizarea dimensiunilor pe desen, câmpul de toleranță nu trebuie să depășească clasa I de precizie. Se recomandă o rugozitate de  $0,1 \dots 0,2 \mu\text{m}$ , apropiată de cea stabilizată în timpul funcționării. În figura (12.56) se arată desenele de execuție a bolțului de la motoarele SR-211 și D-103, fabricate în țară.

### 12.3. SEGMENTII

Principala funcție a segmentelor este de a etanșa cilindrul. Segmentii care împiedică scăparea gazelor din cilindru spre carter se numesc *segmenti de compresie*. Segmentii care împiedică trecerea uleiului din carter spre camera de ardere se numesc *segmenti de ungere*.

Segmentul este de forma unui inel tăiat (fig. 12.57). Distanța dintre capete se numește *rost*. Dimensiunea caracteristică a secțiunii după direcția radială se numește grosimea radială  $-a-$ , iar cea după direcția axială se numește înălțimea  $-h-$ . În stare montată diametrul exterior al segmentului este egal cu alezajul  $D$ . Diametrul interior al segmentului este evident  $D_i = D - 2a$ .

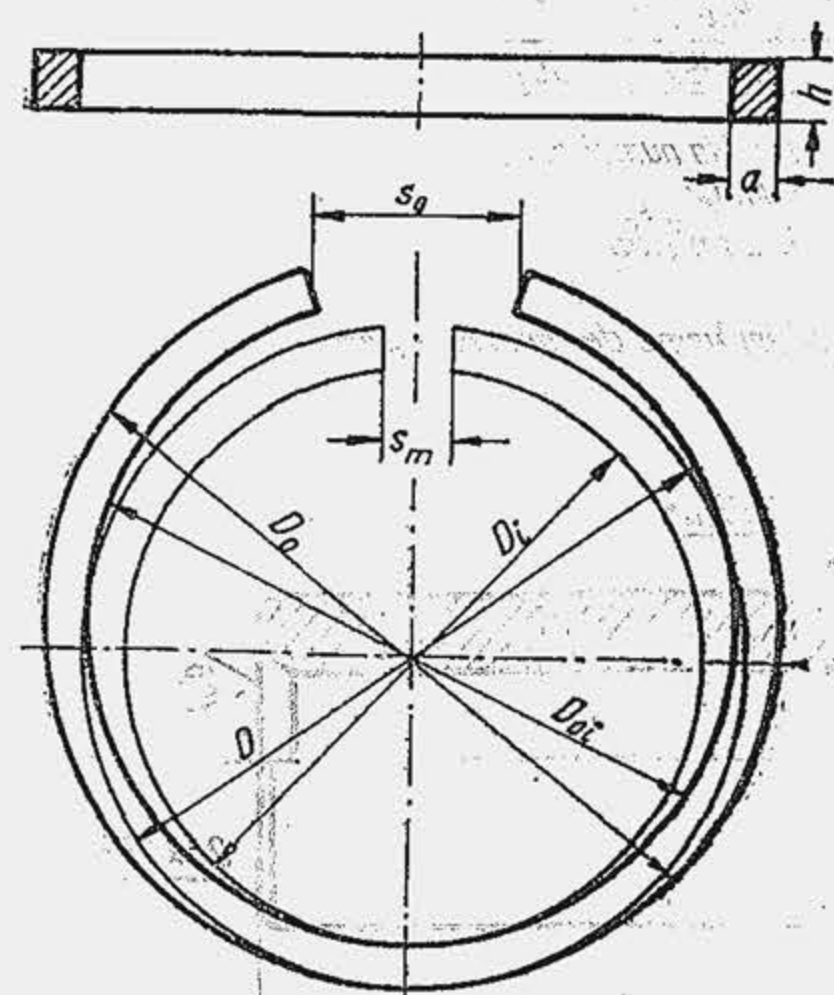


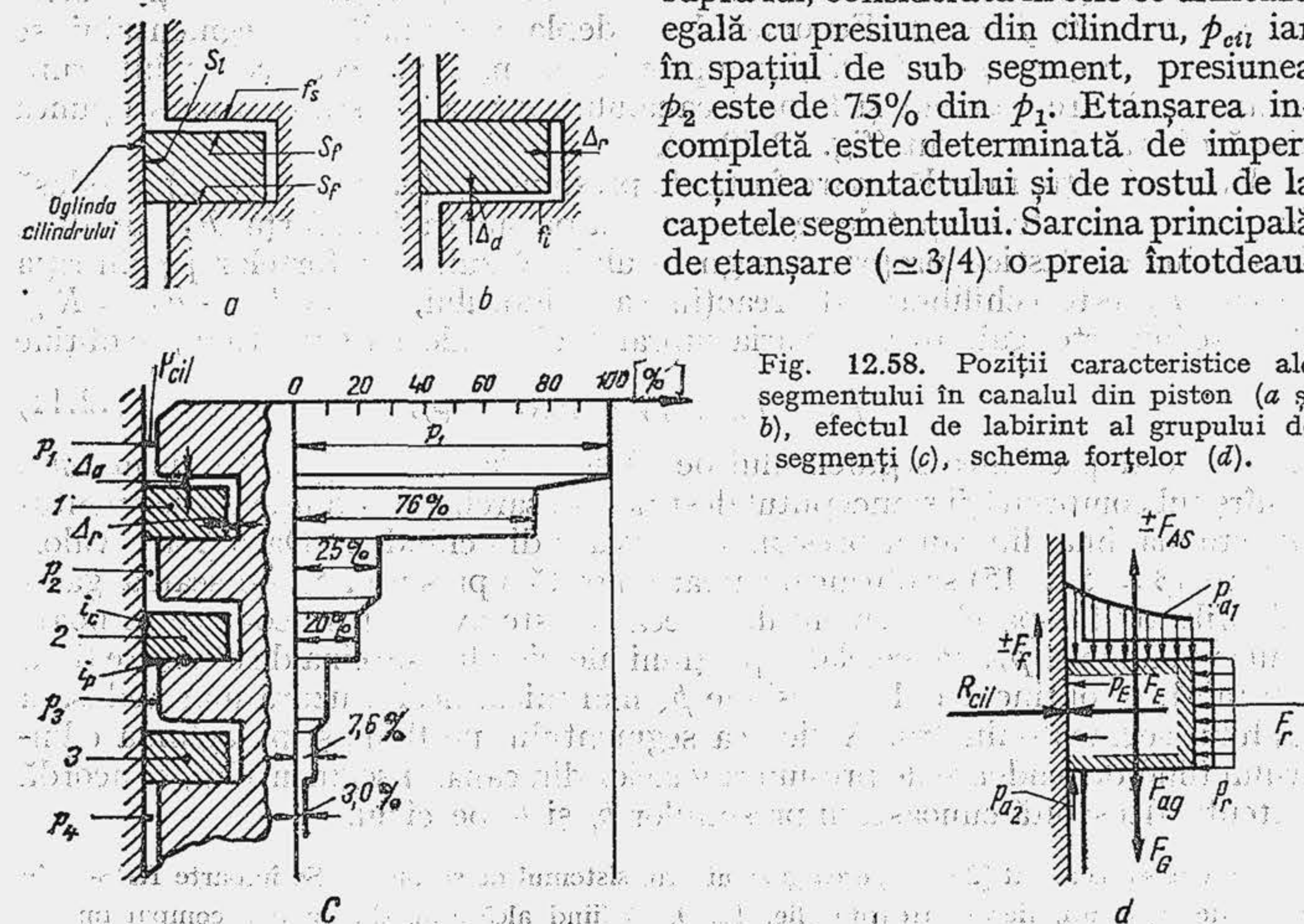
Fig. 12.57. Forma și dimensiunile caracteristice ale segmentului.

Fiecare piston se echipează cu doi sau mai mulți segmenti de compresie, cu unul sau doi segmenti de ungere. Segmentii de compresie îndeplinesc o funcție suplimentară: evacuează o mare parte din căldura primită de piston către cilindru. Segmentii de ungere îndeplinesc de asemenea o funcție suplimentară: dozează și distribuie uniform uleiul pe oglinda cilindrului.

Uleiul ajunge pe cilindru în cantitate necontrolată, întotdeauna în exces și numai într-un singur plan, planul de mișcare al articulației, normal pe axa arborelui cotit (v. fig. 12.70, a). El trebuie distribuit uniform pe toată suprafața cilindrului și dozat convenabil. În acest scop, segmentul de ungere rade uleiul în exces, de aceea se mai numește *segment raclor*.

#### 12.3.1.1. Eficiența sistemului de etanșare la gaz

Segmentul se montează în canalul practicat pe periferia pistonului. Cerința fundamentală pentru realizarea etanșării este ca segmentul să se așeze perfect cu suprafața laterală  $S_l$  (fig. 12.58, a și b) pe oglinda cilindrului și cu suprafața frontală  $S_f$ , pe flancul inferior  $f_i$  sau superior  $f_s$  al canalului din piston. Pentru a asigura contactul, segmentul trebuie să dezvolte o presiune pe cilindru din care cauză trebuie să fie elastic. În acest scop, segmentul în stare liberă are diametrul exterior  $D_0$ , mai mare decât diametrul exterior în stare montată (v. fig. 12.57). De aici rezultă că *rostul în stare liberă*  $s_0$  trebuie să fie mai mare decât *rostul în stare montată*  $s_m$ . Segmentul este strâns în cilindru, diametrul  $D_0$  se reduce la cel al alezajului  $D$ , iar în fibrele interioare apar reacțiuni elastice, datorită cărora segmentul dezvoltă pe cilindru o presiune medie, numită *presiune medie elastică*  $p_E$ . Elasticitatea segmentului se opune tendinței de întrerupere a contactului, provocată de deformările de montaj, termice, de uzură, suferite de cilindru. Segmentul exercită presiunea  $p_E$  pe oglinda cilindrului, dacă este liber în canal, întrucât numai astfel poate urmări deformările cilindrului. De aceea, segmentul se montează în canal cu joc axial  $\Delta_a$  și cu joc radial  $\Delta_r$ . Ansamblul segmentelor funcționează ca un labirint: spațiile dintre segmente servesc pentru destinderea gazelor și prelungesc drumul parcurs de ele; secțiunile reduse creează rezistențe mari de trecere. Efectul de labirint al ansamblului de segmente este ilustrat de variația presiunii în lungul RPS-ului (fig. 12.58, c). În spațiul din spatele primului segment, determinat de jocul radial  $\Delta_r$ , căderea de presiune este de 25% din presiunea  $p_1$ , de deasupra lui, considerată în cele ce urmează egală cu presiunea din cilindru,  $p_{cil}$  iar în spațiul de sub segment, presiunea  $p_2$  este de 75% din  $p_1$ . Etanșarea incompletă este determinată de imperfecțiunea contactului și de rostul de la capetele segmentului. Sarcina principală de etanșare ( $\approx 3/4$ ) o preia întotdeauna





na primul segment. Eficiența segmentelor următori este mai redusă, dar nu neglijabilă. Se consideră că eficiența de etanșare a sistemului de segmente este normală dacă presiunea gazelor după ultimul segment este de 3...4% din presiunea  $p_1$ , iar volumul de gaze scăpate este cuprins între 0,2...1% din volumul de fluid proaspăt admis în cilindru. Dacă  $C_a$  este consumul orar de aer, iar  $\dot{C}_s$  debitul de gaze scăpate, eficiența sistemului de etanșare este

$$\eta_s = (C_a - \dot{C}_s) \cdot 100 / C_a \quad (12.9)$$

și se determină prin măsurări ( $\eta_s = 0,990 \dots 0,998$ ).

Segmentul este supus acțiunii unor forțe care se grupează în două clase: forțe axiale și forțe radiale. Se consideră segmentul aplicat pe flancul inferior al canalului (fig. 12.58, d), pe fețele frontale exercitându-se presiunile  $p_{a1}$ ,  $p_{a2}$ . Pe direcția axială lucrează următoarele forțe: 1) forțele de presiune a gazelor  $F_{a1}$  și  $F_{a2}$ , care se exercită pe suprafețele frontale și dau o rezultantă axială  $F_{ag}$ ; 2) forța de frecare  $F_f$ , care lucrează pe fața laterală a segmentului, este variabilă ca mărime și sens; 3) forța de greutate  $F_G$ , constantă ca mărime și sens; 4) reacțiunea  $R_{AS}$  egală și de semn contrar cu forța de inerție a segmentului în mișcare alternativă  $F_{AS}$ , determinată în ipoteza că segmentul se deplasează cu o accelerație  $j_s$  egală cu a pistonului și, ca urmare, la rîndul ei variabilă ca mărime și sens. Rezultanta forțelor pe direcția axială

$$F_a = \pm F_{ag} \pm F_f + F_G \pm F_{AS}, \quad (12.10)$$

menține, în general, segmentul pe flancul inferior, ceea ce asigură o eficiență înaltă la etanșare. Totuși,  $F_a$  își schimbă sensul în intervalul unui ciclu motor, ceea ce este frecvent, cu deosebire la MAS, în cursa de admisiune, cînd presiunea în cilindru este mai mică decît presiunea din spatele segmentului; în celelalte curse ale pistonului este posibilă și condiția  $F_{ag} \leq F_f + F_{AS}$ . Cînd  $F_a$  își schimbă semnul, segmentul se deplasează axial între cele două flancuri, poziția lui fiind determinată de ecuația de mișcare (ecuația 12.10, în care  $F_a = 0$ ,  $j_s \neq j_p$ ). Fenomenul de deplasare axială a segmentului se numește *pulsatia segmentului* și compromite etanșarea, deoarece se întrerupe contactul dintre segment și flancul canalului, iar gazele scapă prin secțiunea liberă oferită de segment (fig. 12.59, a).

După direcția radială apare forța de presiune  $F_r$  (v. fig. 12.58, d) produsă de gazele infiltrate în spatele segmentului la presiunea  $p_r$  și forța  $F_E$ , produsă de tensiunea elastică proprie a segmentului. Rezultanta forțelor pe direcția radială  $F_S$  este echilibrată de reacțiunea cilindrului,  $F_S = F_r + F_E = R_{ci}$ . Dacă se împarte egalitatea prin aria suprafeței laterale a segmentului, se obține

$$p_s = p_E + p_r = p_E(1 + \beta), \quad (12.11)$$

unde  $p_s$  este presiunea segmentului pe cilindru iar  $\beta = p_r/p_E$ . În jurul  $p_{mi}$ , la sfîrșitul comprimării și începutul destinderii, sarcina de etanșare a segmentului este maximă din cauza presiunilor ridicate din cilindru. Dacă  $\beta$  are valori ridicate ( $\beta = 5 \dots 15$ ) se obține o valoare sporită a presiunii  $p_s$ , pe seama gazelor infiltrate în spatele segmentului, ceea ce este avantajos deoarece se poate reduce presiunea  $p_E$ . Pe celelalte porțiuni ale ciclului, sarcina de etanșare fiind mai mică, se obține astfel o presiune  $p_s$  mai mică, deci o uzură mai redusă a cuplului segment-cilindru. Aplicarea segmentului pe flanc și pe oglinda cilindrului fiind dependente de presiunea gazelor din canalul segmentului, se acordă o atenție deosebită cunoașterii presiunilor  $p_a$  și  $p_r$  pe ciclu.

Recent s-a cercetat [23] curgerea gazului prin sistemul de segmente. Se împarte RPS-ul în trepte de segmente, fiecare treaptă (fig. 12.59, a) fiind alcătuită din patru compartimente

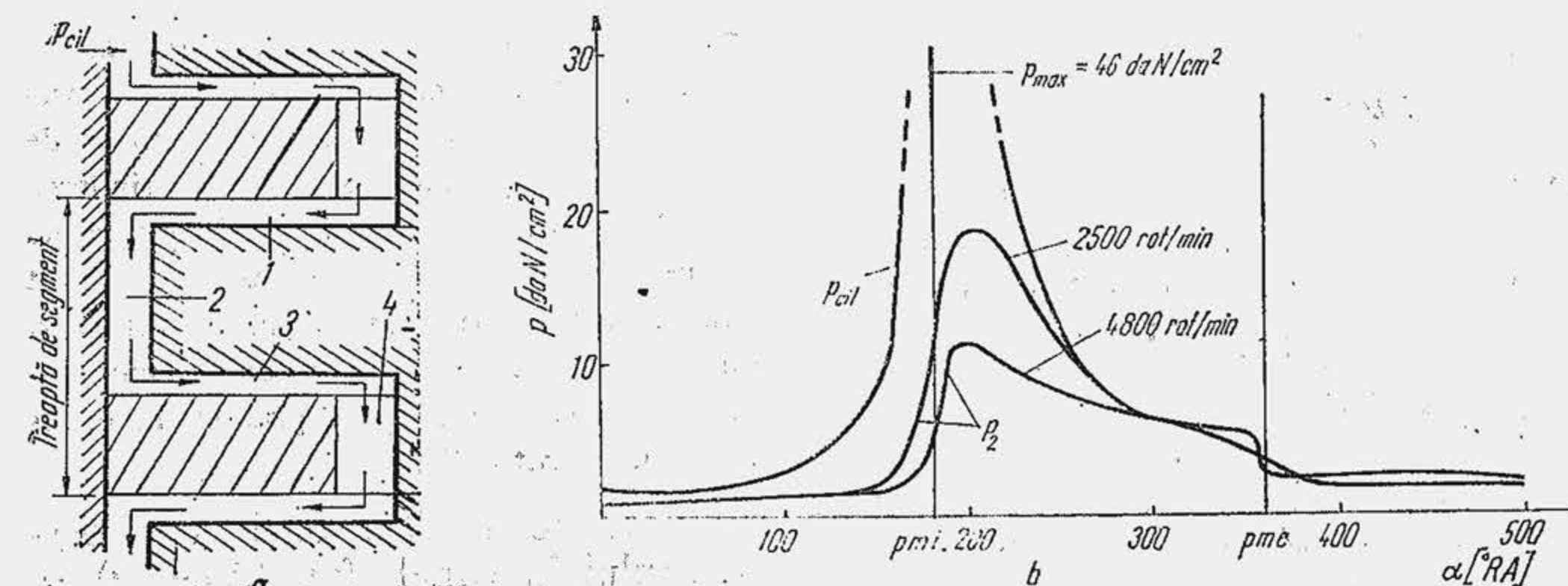


Fig. 12.59. Curgerea gazelor și variația de presiune în o treaptă de segment.

(1...4). Se scrie: 1) ecuația bilanțului energetic pentru fiecare compartiment; 2) ecuațiile de curgere între două compartimente (ecuația lui Bernoulli și ecuația continuității); 3) ecuațiile de stare a gazelor; 4) ecuația de mișcare a segmentului. Se obține un sistem de ecuații diferențiale, care, rezolvat prin metodele analizei numerice, cu ajutorul unui calculator, oferă variația presiunii în treptele de segmente precum și cantitatea de fluid motor scăpată în carter (fig. 12.59, b). Pentru un MAS de turism, în regim de plină sarcină și  $n = 4800$  rot/min s-a obținut că presiunea maximă  $p_2$  ajunge pînă la 10 daN/cm², iar în anumite perioade  $p_2 > p_1$ , ceea ce produce desprinderea segmentului de pe flancul canalului. Scăpările de gaze pe ciclu  $\Delta v_s$  scad cu turația (timpul de curgere se micșorează) dar, debitul de fluid scăpat  $\dot{C}_s$  crește cu turația (crește numărul de cicluri în unitatea de timp — fig. 12.60, a). Apoi, scăpările cresc dacă se mărește jocul diametral  $\Delta$  dintre RPS și cilindru și rostul de dilatare  $s_m$  (fig. 12.60, b). Investigația experimentală a permis determinarea presiunii  $p_2$ , în jurul  $p_{mi}$ , cu un receptor de presiune fix, montat în cilindru (fig. 12.61 a și b). Scăpările de gaze în carter se determină cu un debitmetru. Se con-

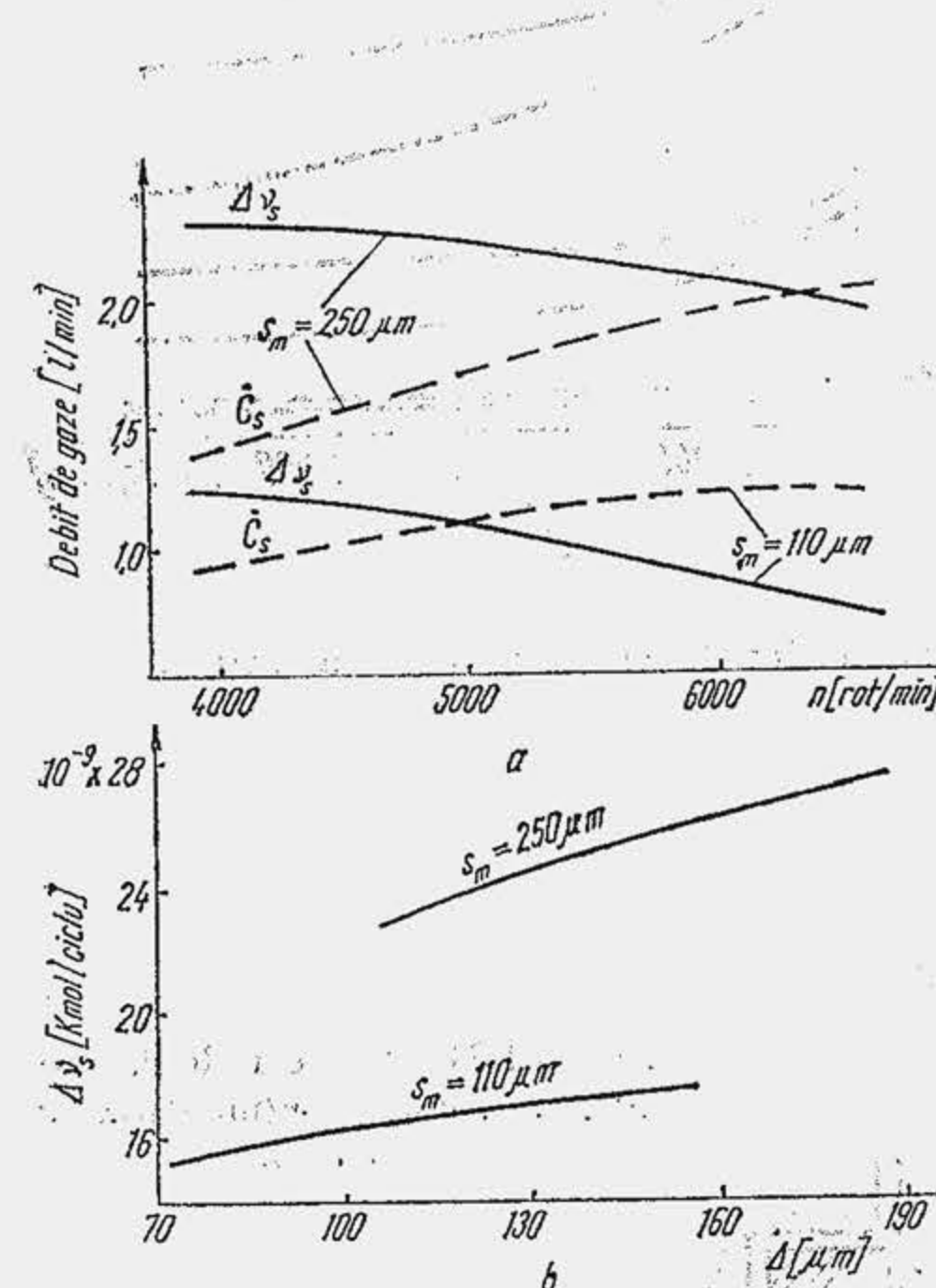


Fig. 12.60. Influența unor factori asupra scăpărilor de gaze prin treptele de segment.

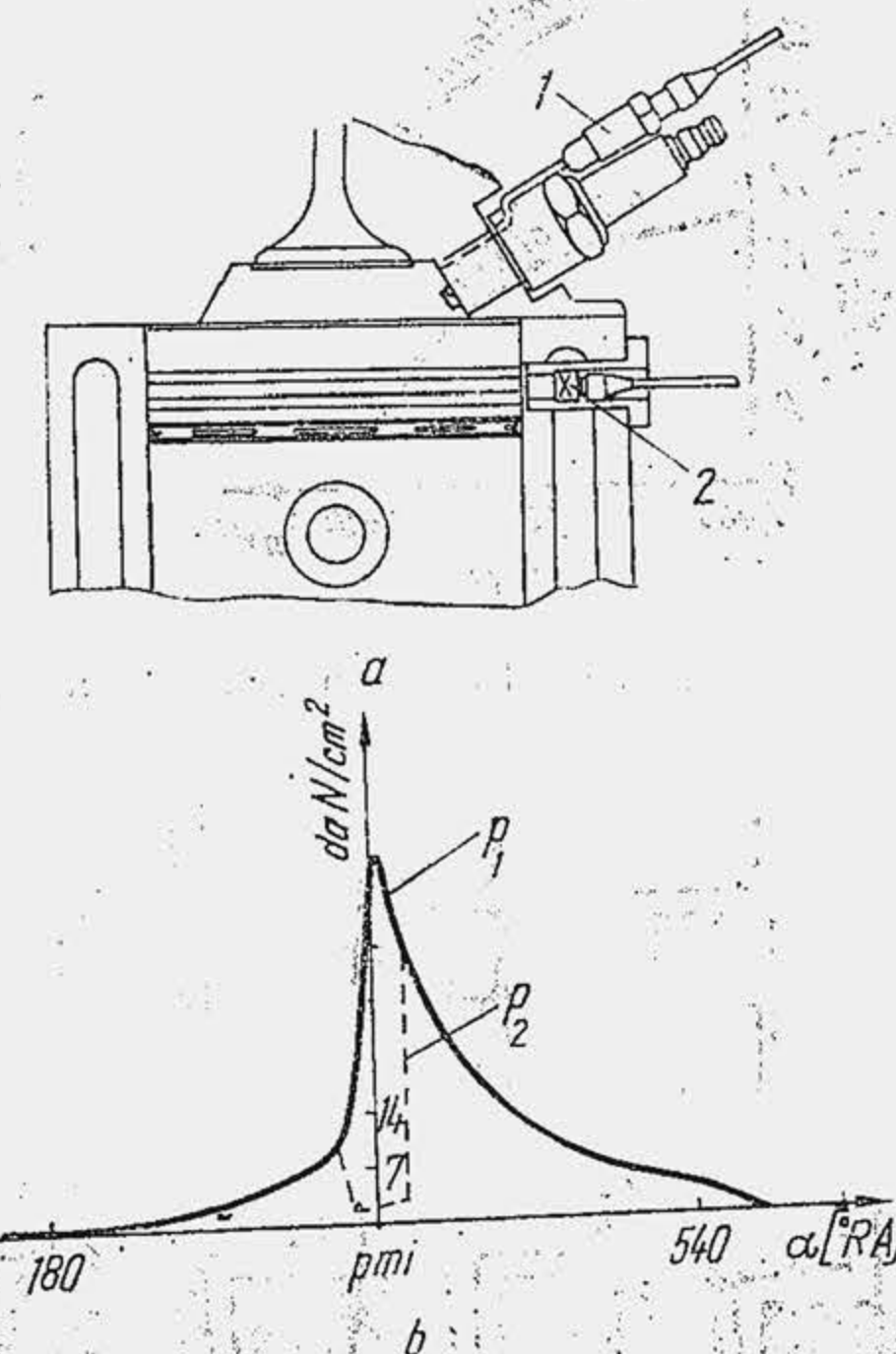


Fig. 12.61. Înregistrarea experimentală a presiunii din cilindru și din spatele primului segment.



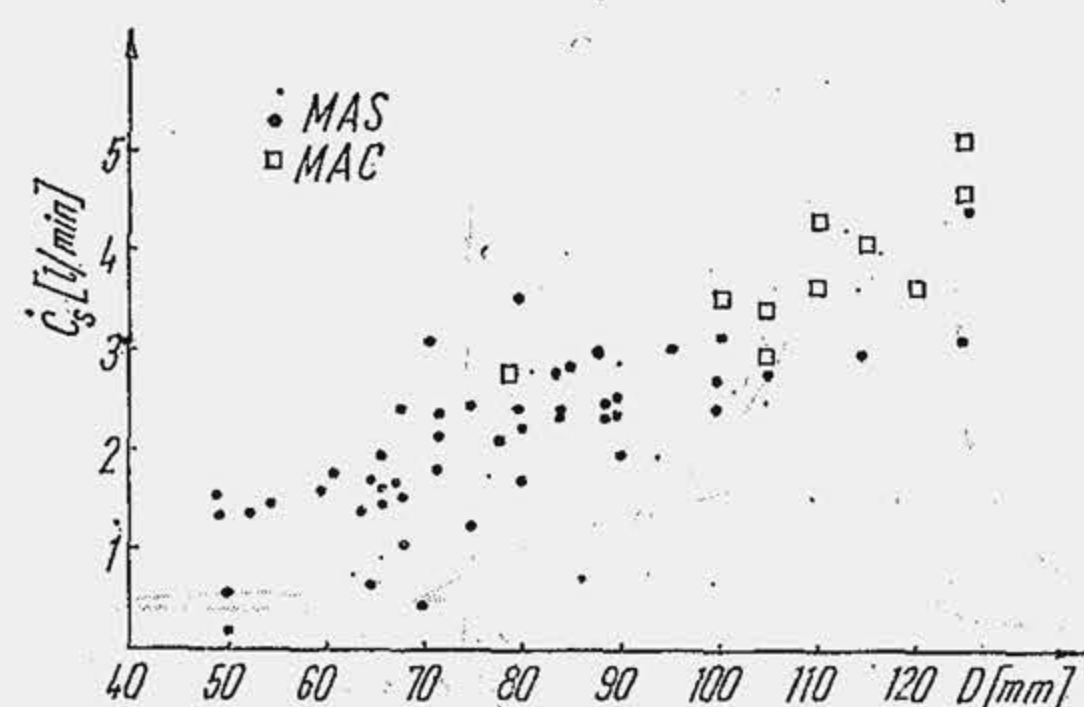


Fig. 12.62. Influența alezajului asupra scăpărilor de gaze prin treptele de segment.

flancurilor canalului față de planul normal pe axa cilindrului (*d* și *e*), de dilatarea sau uzura cilindrului (*f*) sau de toate abaterile la un loc (*g*). Deformarea segmentului și uzura lui (*h* și *i*) împiedică de asemenea contactul perfect pe suprafețele de lucru. Se înțelege că asemenea abateri micșorând suprafața de contact reduc eficiența etanșării.

Performanțele energetice și de durabilitate ale motorului sunt afectate într-un grad înalt de eficiența grupului de segmente. Pierderile mari de gaze afectează în primul rând puterea și randamentul motorului, deoarece arderea decurge la un nivel redus de presiune. Scăpările produc

stată că ele cresc pe ciclu, cu mărirea alezajului (fig. 12.62). Rostul  $s_m$  influențează presiunea din cilindru  $p_c$ , la finele cursei de comprimare (fig. 12.63, *a*) și deci aprinderea și arderea combustibilului. Mărirea turăției de mers în gol și reducerea rostului  $s_m$  sînt avantajoase pentru funcționarea stabilă și eficientă. Dacă rostul  $s_m$  are valori mici scăpările de gaze  $\dot{C}_s$  devin practic independente de turăție (*b*).

Față de poziția optimă a segmentului în canal (fig. 12.64, *a*) se pot ivi abateri provocate de dezaxarea pistonului în cilindru datorită jocurilor (*b* și *c*), de înclinarea

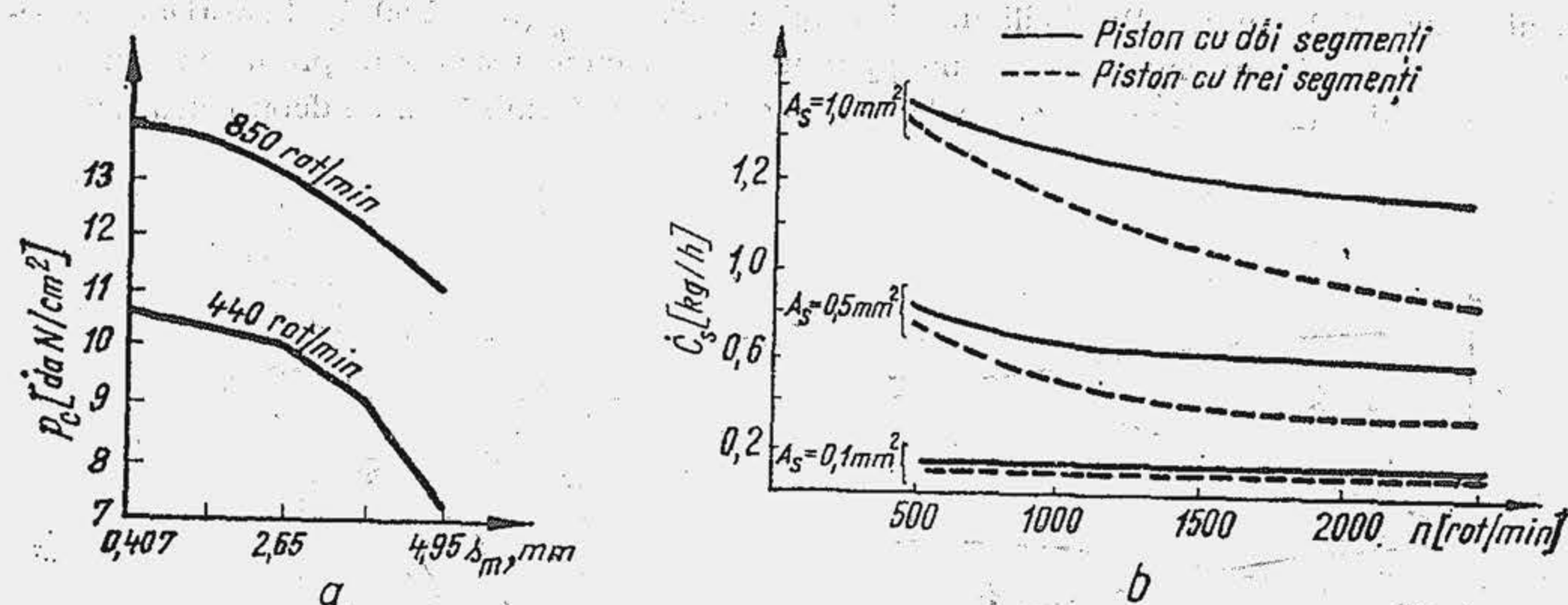


Fig. 12.63. Influența unor factori asupra eficienței de etanșare a segmentelor.

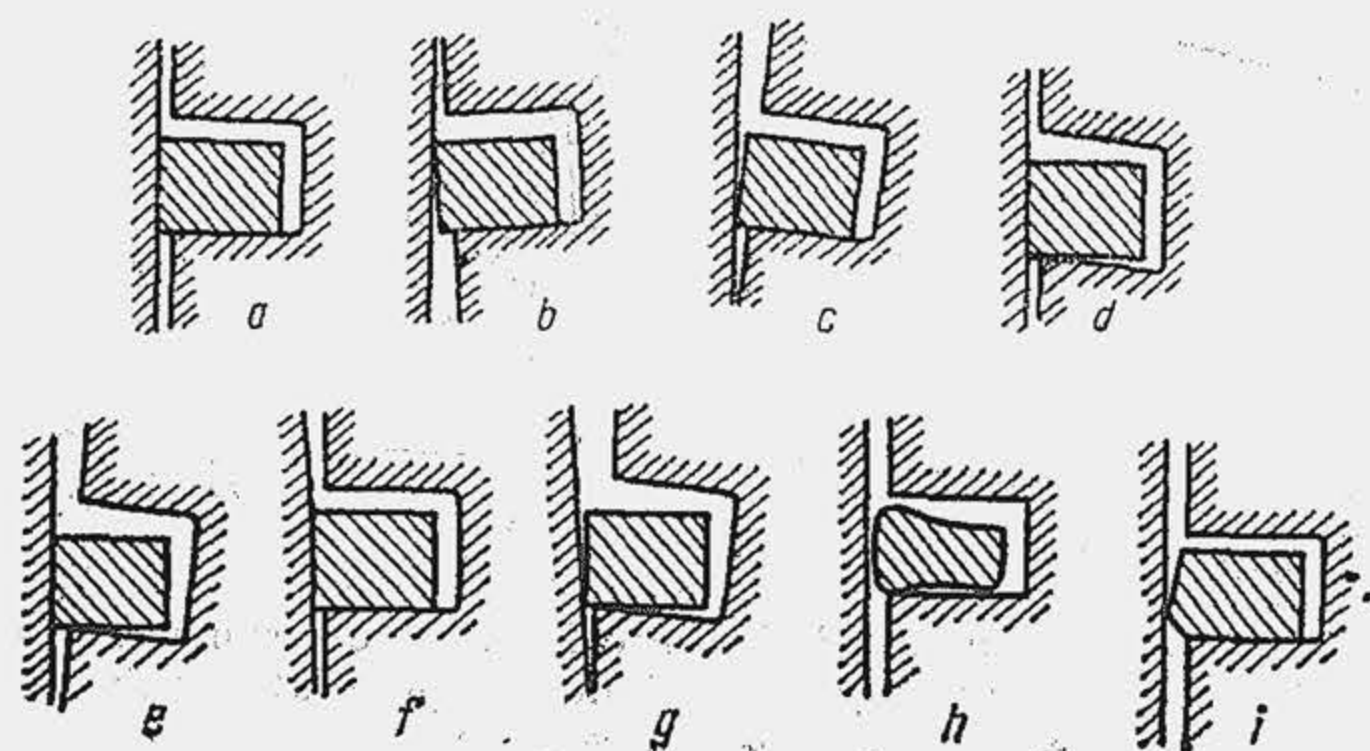


Fig. 12.64. Abateri de la poziția optimă a segmentului în canal.

o încălzire puternică a segmentului datorită contactului acestuia cu gazele fierbinți. Segmentul își pierde elasticitatea și se poate ajunge la arderea lui. Gazele fierbinți infiltrate în spatele segmentului, ard uleiul din canal și se produce fenomenul de blocare a segmentului; scăpate în carter gazele fierbinți intensifică procesul de alterare a uleiului, ceea ce compromite ungerea normală a organelor motorului.

### 12.3.1.2. Regimul termic al segmentului

Dintre toți segmentii primul are nivelul termic cel mai ridicat, deoarece vine în contact cu gazele fierbinți și cu porțiunea cea mai caldă din piston. De aceea, primul segment se mai numește și *segment de foc*. Temperatura segmentului variază radial, avînd valoarea minimă pe suprafața laterală de contact (fig. 12.65, *a*). Pe direcția axială temperatura segmentului este practic aceeași. Temperatura medie a segmentului de foc ajunge la 150...250°C și este mai mică decît temperatura flancului cu 50...100°C. Pentru motoarele care funcționează continuu cu sarcini mari, temperatura de 250°C trebuie considerată încă admisibilă. În regim intermitent de funcționare, temperatura segmentului de foc ajunge pînă la 300...325°C, dar este extrem de periculoasă. Urmărind deplasarea fluxului termic prin segmente se observă (*b*) că un rol deosebit îl joacă suprafețele de contact ale segmentului. Rezultă că variația convenabilă a căldurii evacuate din piston se obține modificînd cele două dimensiuni principale ale segmentului: grosimea radială *a* și înălțimea *h*.

Regimul funcțional și particularitățile constructive ale motorului au o influență importantă asupra temperaturii segmentului de foc. Camerele separate de vîrtej conduc întotdeauna la temperaturi mai ridicate ale primului segment decît camerele unitare, deoarece gradul ridicat de turbulență intensifică transferul de căldură. Utilizarea cilindrilor cromati din aluminiu în locul cilindrilor de fontă reprezintă o soluție care micșorează cu 30...50° temperatura primului segment. Dacă ungerea segmentului este insuficientă, frecarea devine atît de intensă încît temperatura segmentului depășește temperatura flancului canalului (*c*). Ungerea abundentă micșorează temperatura segmentului nu numai pentru că reduce frecarea uscată, dar și pentru că evacuează căldura din segment. O ungere abundentă este însă obiectabilă deoarece sporește consumul de ulei. Descărcarea termică a regiunii port-segment se obține prin mărirea numărului

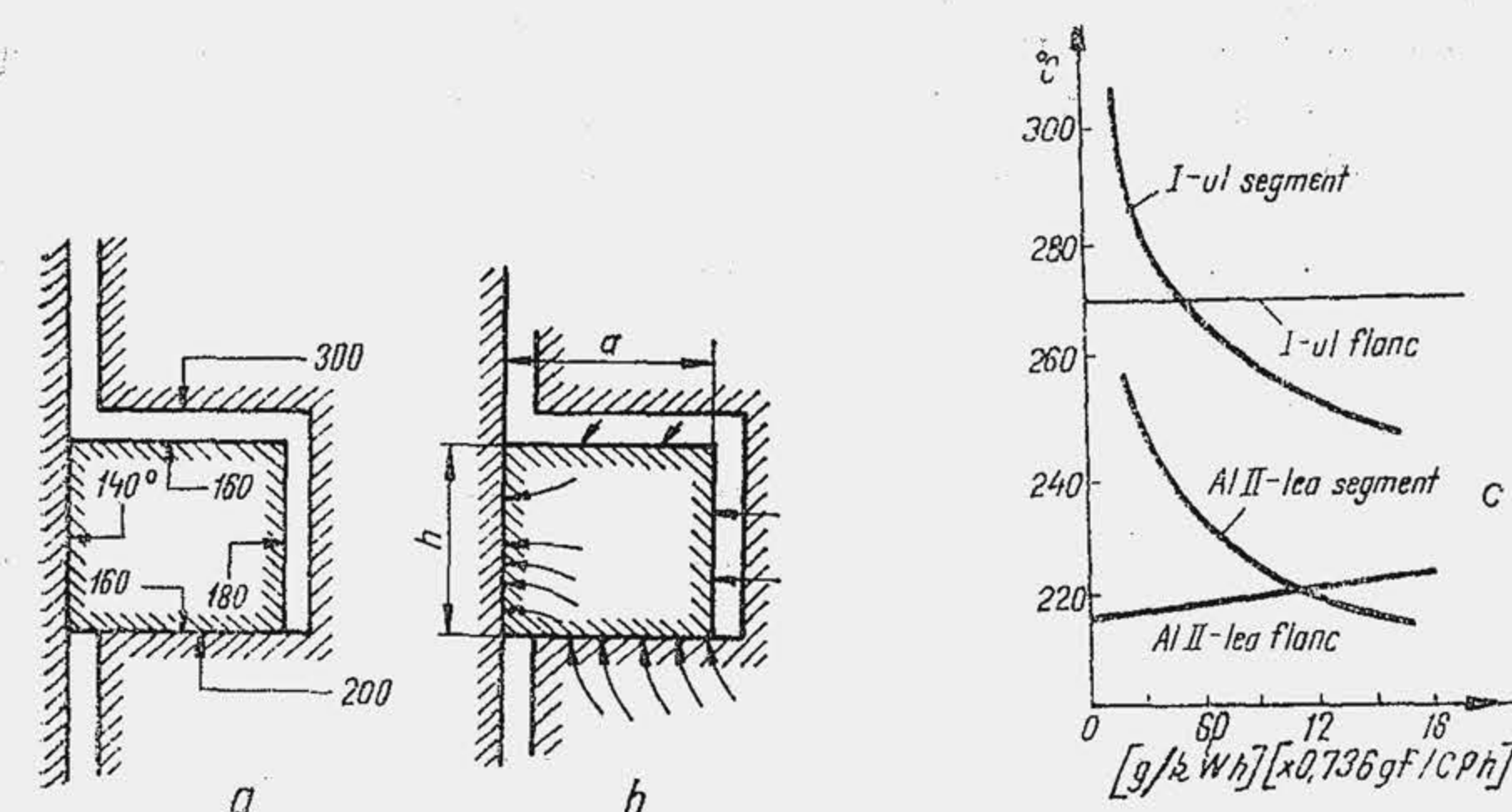


Fig. 12.65. Fluxul de căldură prin segment și variația temperaturii cu consumul de ulei.



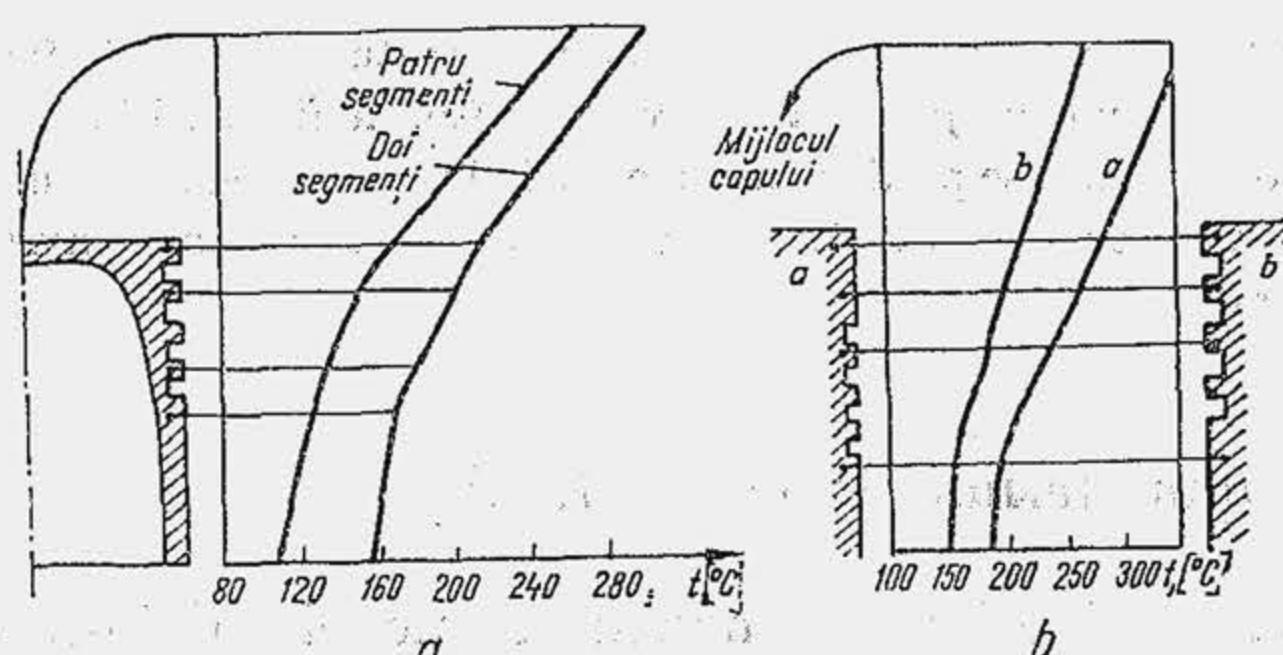


Fig. 12.66. Influența numărului de segmenti și a poziției lor asupra temperaturii pistonului.

de segmenti (fig. 12.66, a) sau prin ridicarea segmentului mai aproape de capul pistonului (b). Ultima soluție nu este indicată deoarece reduce siguranța de funcționare a primului segment deși temperatura pistonului este mai mică. De aceea la MAC segmentul de foc se așază mult mai departe de capul pistonului.

### 12.3.1.3. Frecarea și ungerea segmentului

Datele experimentale acumulate în ultimii ani confirmă ipoteza că regimul de ungere a segmentului, în anumite condiții de funcționare, este hidrodinamic. Oscilograma care indică variația rezistenței electrice a stratului de ulei dintre segmenti și cilindru arată că în jurul punctelor moarte (fig. 12.67) rezistența electrică scade brusc ceea ce se interpretează ca fiind rezultatul întreruperii peliculei de ulei și apariției contactului dintre piese. Pentru a obține un film de ulei sub presiune, capabil să preia sarcina exterioară, este necesar ca grosimea peliculei să varieze în lungul deplasării. Se confecționează segmentul cu suprafața laterală bombată (fig. 12.68, a). Experiența arată că chiar atunci când suprafața laterală a segmentului este prelucrată cilindric, în timpul funcționării se produce o uzură variabilă după înălțimea  $h$  (fig. 12.68, b), care asigură peliculei de ulei forma de pană. Imaginea simplificată a ungerii hidrodinamice (c) definește grosimea minimă a peliculei de ulei  $\delta_0$  și variația presiunii  $p_u$  în pelicula de ulei. În ipoteza că segmentul și oglinda cilindrului reprezintă două plăci plane de lungime infinită, care se deplasează una față de alta cu o viteză relativă egală cu viteza pistonului  $W_P$ , se obține

$$\bar{p}_u = \frac{6 \eta_u W_P}{\beta^2 h} \lg \left( 1 + \frac{\beta h}{\delta_0} \right), \quad (12.12)$$

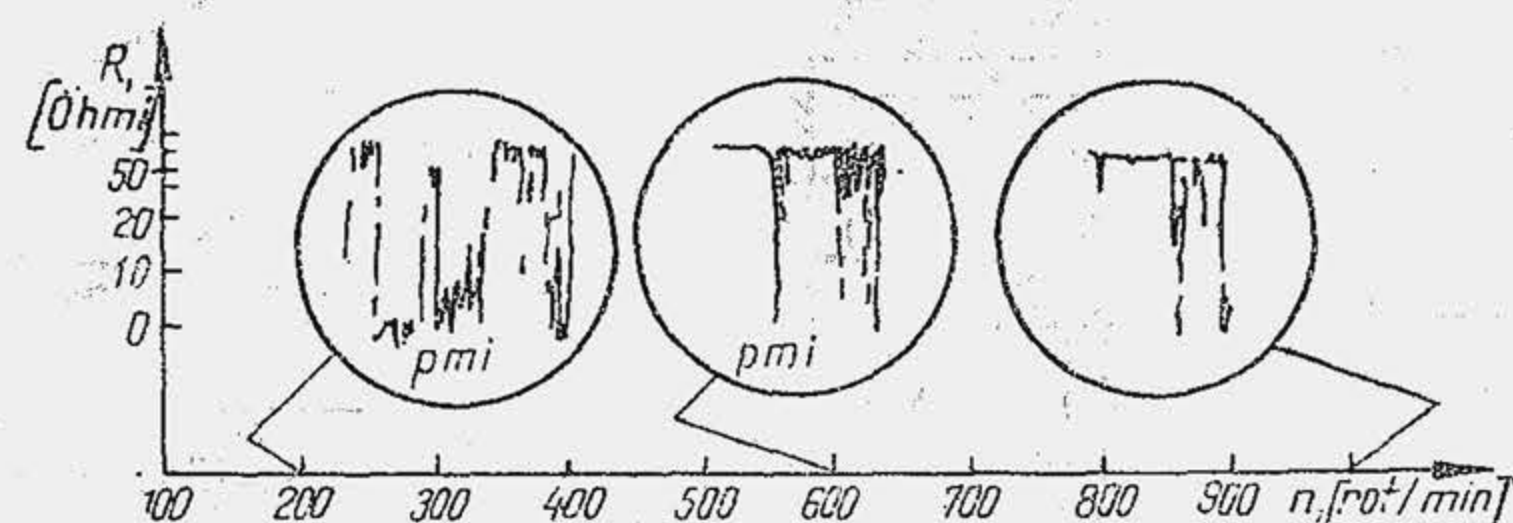


Fig. 12.67. Variația rezistenței electrice a stratului de ulei dintre segment și cilindru.

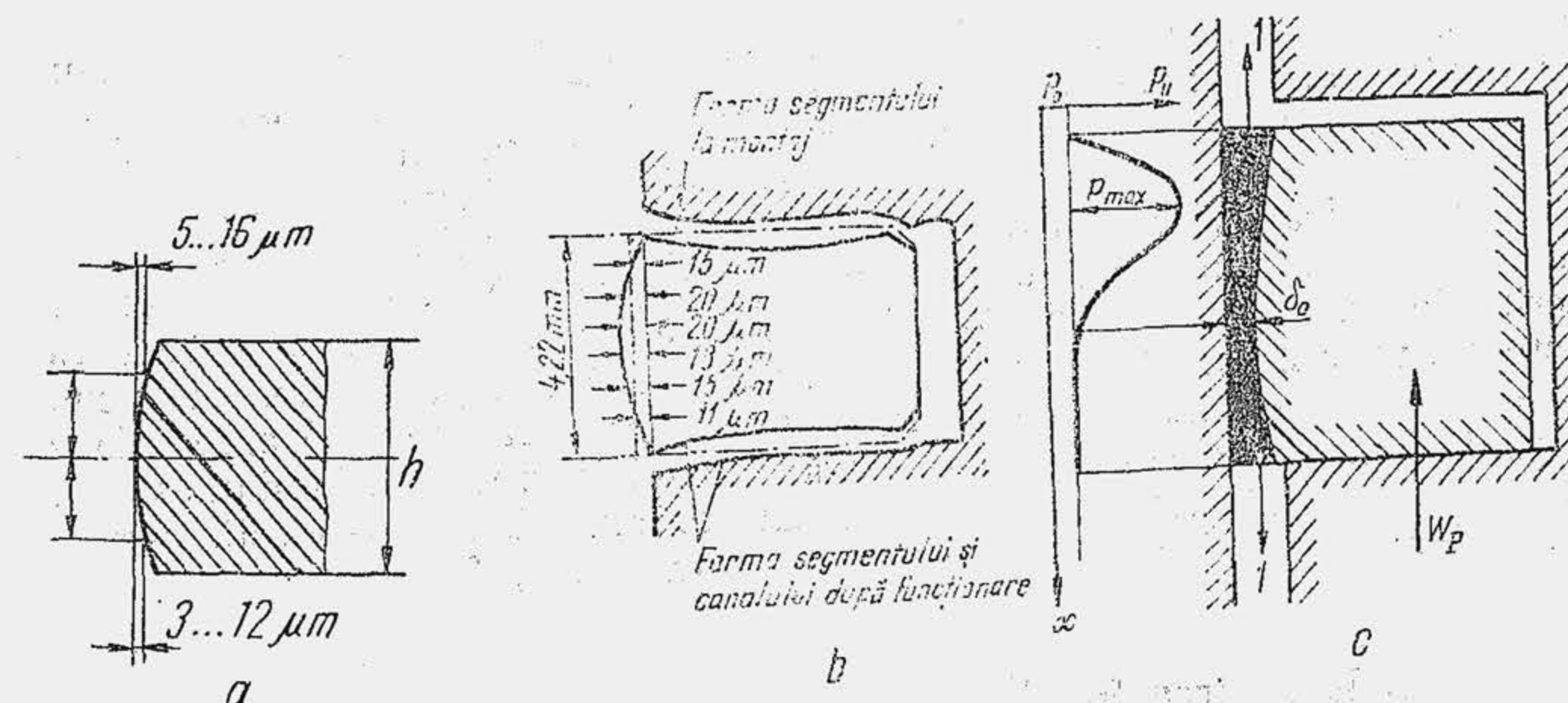


Fig. 12.68. Forma suprafeței laterale a segmentului la montaj (a) și după funcționare (b); modelul ungerii hidrodinamice a segmentului (c).

unde  $\bar{p}_u$  este presiunea medie din pelicula de ulei;  $\eta_u$  — viscozitatea dinamică a uleiului;  $\beta$  — oblicitatea suprafeței laterale;  $h$  — grosimea segmentului;  $\delta_0$  — jocul minim.

Relația (12.12) evidențiază principalii factori de care depinde presiunea pe care o poate prelua stratul de ulei. Pentru  $\beta = 2^\circ$ ,  $h = 3 \text{ mm}$ ,  $\delta_0 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ m}$ ,  $\eta_u = 1 \cdot 10^{-3} \text{ daNs/m}^2$ , se reprezintă variația presiunii  $p_u$  în funcție de unghiul de rotație  $\alpha$  a arborelui cotit, pentru un motor cu  $n = 5000 \text{ rot/min}$  și  $S = 80 \text{ mm}$  (fig. 12.69, a). Dacă se trasează în aceeași diagramă presiunea  $p_E$  se înțelege că ungerea hidrodinamică este posibilă numai în domeniile în care  $p_u > p_E$ . În apropierea punctelor moarte, deoarece uleiul nu poate prelua presiunea  $p_E$ , regimul de ungere devine semifluid. Analizând condiția  $p_u > p_E$  se observă că extinderea porțiunii din cursa pistonului pe care se realizează ungerea hidrodinamică este posibilă prin: micșorarea presiunii medii  $p_E$  (proiectarea unui segment moale), micșorarea înălțimii  $h$  a segmentului, reducerea înclinării  $\beta$  a suprafeței laterale a segmentului față de oglinda cilindrului, reducerea rugozității suprafețelor de contact, astfel încât să se poată realiza o valoare mică pentru grosimea minimă  $\delta_0$  a peliculei de ulei, utilizarea

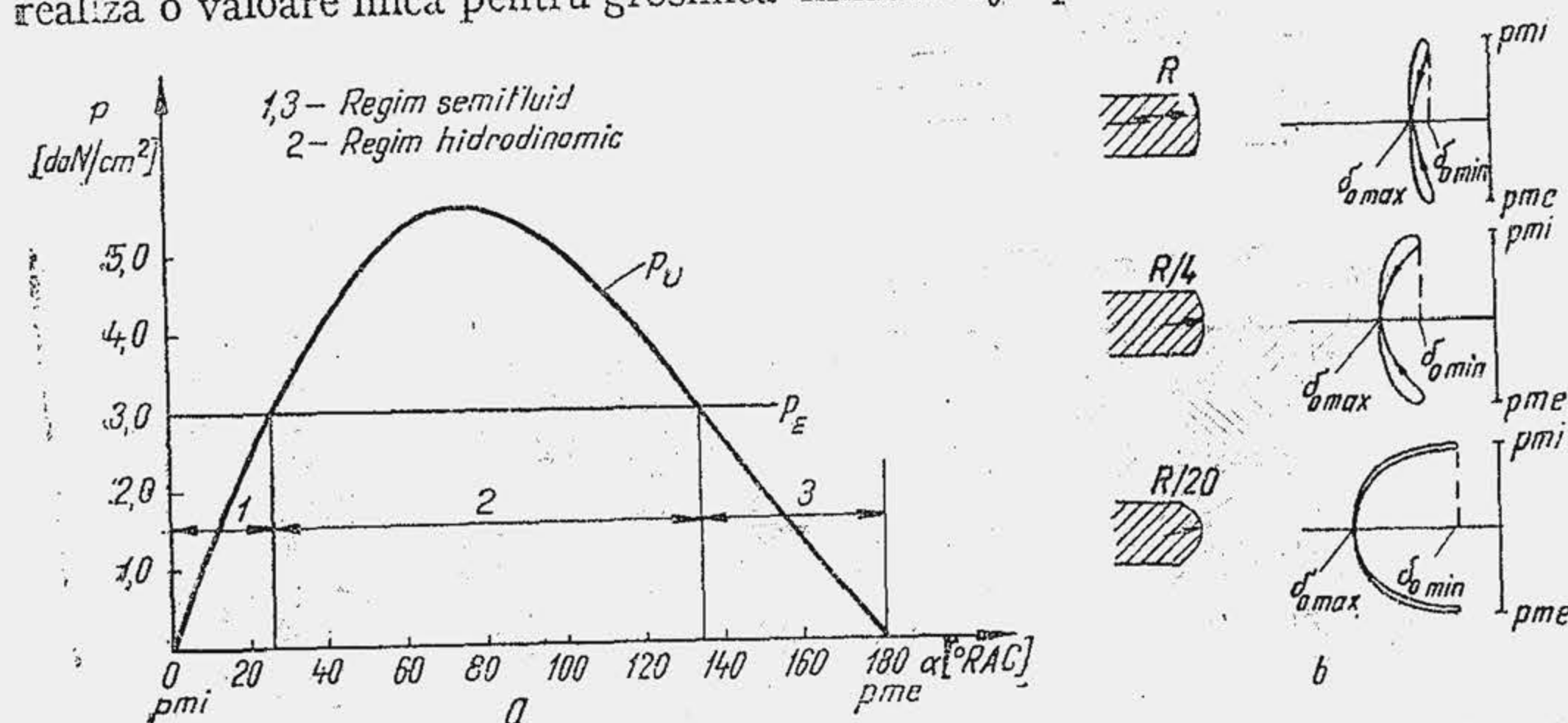


Fig. 12.69. Determinarea zonei de ungere hidrodinamică a segmentului (a) și variația distanței  $\delta_0$  dintre segment și cilindru (b).



unor uleiuri cu viscozitate ridicată la temperatura de regim a cilindrului. Din relația (12.12) rezultă că motoarele rapide ( $W_p$  mare), realizează, pe o porțiune mai mare din cursa pistonului, regimul hidrodinamic de ungere. La pornire, mers în gol sau mers încet, regimul hidrodinamic este compromis, de valoarea mică a vitezei  $W_p$ . S-a determinat pe cale analitică locul geometric al suprafeței laterale la deplasarea segmentului pe două curse, pentru trei raze diferite de curbura (fig. 12.69, b). Se observă că la reducerea razei de curbura, crește grosimea maximă a peliculei de ulei  $\delta_{0\max}$ . Dar, la punctele moarte, când  $W_p = 0$ ,  $\delta_{0\min}$  este mai mare la segmentul cu curbura mică, deoarece la o suprafață plată, zonele extreme limitează scăparea laterală a uleiului din stratul portant. Experiența arată că se obțin rezultate bune, dacă se respectă proporțiile de bombare a suprafeței, arătate în figura 12.78, f.

#### 12.3.1.4. Etanșarea la ulei

Uleiul adus sub presiune în spațiul de ungere dintre manetonul 1 și cuzinetul 2 al bielei 3, în zona centrală (fig. 12.70, a), se deplasează lateral, scapă pe la extremitățile articulației și este proiectat de forța centrifugă pe oglinda cilindrului 4.

Uleiul în abundență ajuns pe oglinda cilindrului tinde să pătrundă în camera de ardere, ceea ce nu este de dorit, deoarece se intensifică consumul de ulei și formarea de calamină. Cantitatea de ulei de pe oglinda cilindrului trebuie să fie suficient de mare încât să ajungă pentru ungerea hidrodinamică, dar nu atât de mare încât să activeze fluxul de ulei spre camera de ardere. Uleiul în

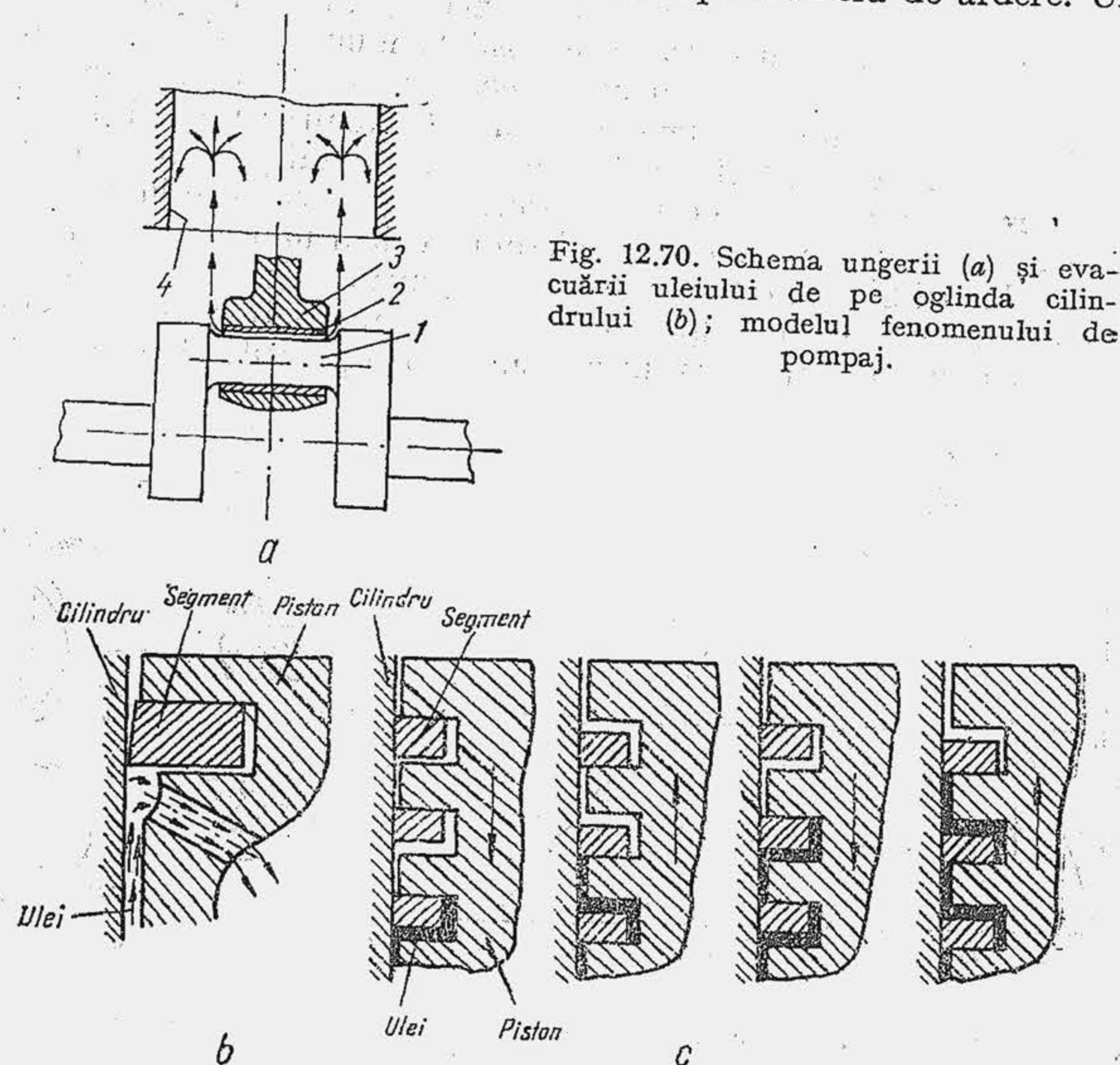


Fig. 12.70. Schema ungerii (a) și evacuării uleiului de pe oglinda cilindrului (b); modelul fenomenului de pompaj.

exces acumulat în spațiul dintre segmenti, ridică segmentii de pe flancurile inferioare ale canalelor, ceea ce compromise etanșarea. Segmentul de ungere nu este un dispozitiv care asigură ungerea cilindrului; el își exercită funcțiunile sale de dozare și distribuție uniformă a uleiului numai când uleiul este în abundență pe oglinda cilindrului. În acest caz, uleiul în exces, raclat de segment trebuie evacuat, ceea ce se obține practicând unul sau mai multe canale, în peretele pistonului, sub segmentul de ungere (fig. 12.70, b) sau în dreptul canalului de segment (v. fig. 12.38). Numărul și dimensiunile orificiilor de îndepărtare a uleiului dintre piston și cilindru, precum și dimensiunile spațiului de acumulare a uleiului sub segment sînt factori esențiali care determină eficiența segmentului de ungere. Deplasarea unui flux de ulei spre camera de ardere nu poate fi evitată. Ea este determinată de două fenomene: parțial, consumul de ulei este provocat de acțiunea de pompaj a segmentului (fig. 12.70, c), care are loc la deplasarea segmentului de pe flancul inferior pe flancul superior al canalului; parțial, el este determinat de ungerea hidrodinamică, datorită distribuției inegale a presiunii în pelicula de ulei, după înălțimea segmentului (v. fig. 12.68, c), care produce scăparea de ulei 1 către extremitățile segmentului.

Teoria hidrodinamică a ungerii calculează cantitatea de ulei care trece printre suprafețele plane în mișcare relativă. Se obține că consumul de ulei  $\dot{O}_{u1}$  este

$$\dot{O}_{u1} = c \delta_0 DW_p, \quad (12.13)$$

unde  $c$  este o constantă. Consumul total de ulei  $\dot{O}_{us}$  prin sistemul de segmenti este  $\dot{O}_{us} = \dot{O}_{u1} + \dot{O}_{u2} + \dot{O}_{u3}$ , unde  $\dot{O}_{u2}$  este determinat de fenomenul de pompaj, iar  $\dot{O}_{u3}$  este consumul de ulei prin rostul de la capete. S-a stabilit că ponderea celor trei termeni este aproximativ următoarea:  $\dot{O}_{u1} = 94,5\%$ ;  $\dot{O}_{u2} = 5\%$ ;  $\dot{O}_{u3} = 0,5\%$  [5].

Se observă că  $\dot{O}_{us}$  crește cu turația motorului ceea ce se confirmă experimental (fig. 12.71) și se explică, parțial, prin faptul că la viteze mai mari ale pistonului, crește presiunea maximă din pelicula de ulei și se intensifică scăpările spre camera de ardere, parțial, prin faptul că se intensifică pulsația segmentului și fenomenul de pompaj. Un factor esențial care influențează consumul de ulei îl constituie presiunea  $p_E$ . Cu cît  $p_E$  este mai mare cu atît  $\dot{O}_{us}$  se micșorează deoarece, în acest caz, prin sporirea forței de apăsare se micșorează grosimea minimă  $\delta_0$  a peliculei de ulei. Dacă se ia în considerare că segmentul de ungere nu poate fi aplicat pe cilindru de către gaze, atunci se înțelege că acesta trebuie să realizeze presiuni elastice cu mult mai mari decît cele realizate de segmentul de compresie. Din relația lui  $\dot{O}_{u1}$  rezultă în plus că motoarele cu alezaje mai mari vor avea un consum mai mare de ulei. Eficiența segmentului de ungere depinde și de alți factori și anume: cantitatea de ulei care ajunge pe oglinda cilindrului, jocurile dintre piston și cilindru, numărul segmentilor, forma lor etc. La MAS-urile de turism, consumul normal de ulei ajunge la 1 litru la 3 000... 4 000 km parcurși, față de 1 litru la 100 km parcurși, la sfîrșitul deceniului al patrulea.

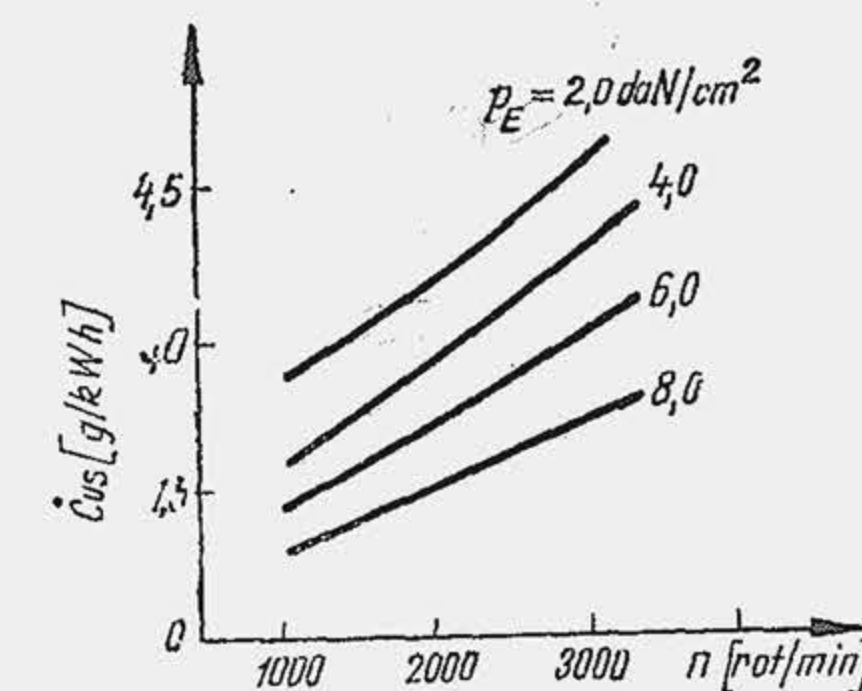


Fig. 12.71. Influența unor factori asupra consumului de ulei prin treptele de segment.



### 12.3.1.5. Distribuția presiunii pe periferia segmentului

Inițial s-au confecționat segmente cu o distribuție constantă de presiune pe periferia lor. Aceștia au primit denumirea de *segmente de presiune constantă*. Procesul tehnologic de fabricație a lor este simplu și ieftin. Semifabricatul obținut prin turnare are inițial formă cilindrică. După prelucrarea pînă la diametrul  $D$  se taie și se deschide pe un dispozitiv 1 (fig. 12.72, a) pentru a obține forma liberă. Tensiunile interne create la desfacerea segmentului se înlătură prin tratament termic. La scoaterea segmentului de pe dispozitiv el rămîne în stare liberă, la diametrul  $D_0$ . Procedeu tehnologic de fabricație atribuie acestor segmente denumiri corespunzătoare: *segmente termofixați* sau *segmente rotunzi*. Se poate confecționa segmentul cu o distribuție de presiune variabilă în lungul periferiei. În acest caz semifabricatul este de formă ovală — de aici denumirea de *segment oval* sau *nerotund* — și se prelucurează prin copiere. Soluția este mai costisitoare, dar asigură segmentului o eficiență și o durabilitate sporite. Experiența arată că segmentul de presiune constantă se uzează mai ales la capete (b); acestea pierd contactul cu cilindrul și etanșarea este compromisă.

Dacă se notează cu  $u_r$  uzura relativă a suprafeței laterale a segmentului ( $u_r = u/a$ ), iar cu  $p_c/p_s$  presiunea relativă dintre segment și cilindru după timpul  $\tau$ , cele două mărimi au o variație specifică (c) și (d), de-a lungul periferiei segmentului (unghiul  $\psi$  precizează o secțiune oarecare a segmentului, în raport cu secțiunea aflată la capătul opus rostului). Se observă că, deși segmentul a avut inițial o repartiție uniformă de presiune, uzura lui a devenit inegală după timpul considerat, a atins valoarea maximă pentru un unghi  $\psi = 120^\circ \dots 135^\circ$  și a fost cu atît mai mare cu cît presiunea gazelor din spatele segmentului a fost mai înaltă. Odată cu producerea neuniformă a uzurii segmentului, are loc o redistribuire a presiunii elastice care atinge valoarea cea mai mare acolo unde uzura este maximă. În apropierea capetelor presiunea relativă ia valori negative, ceea ce arată că zonele de lîngă rost se desprind de pe cilindru. Astfel, repartiția de presiune se schimbă, uzura crește mai mult în regiunea situată la cca  $45^\circ$  de capete unde și presiunea specifică este mai mare, deoarece rolul capetelor care nu se mai sprijină pe cilindru este

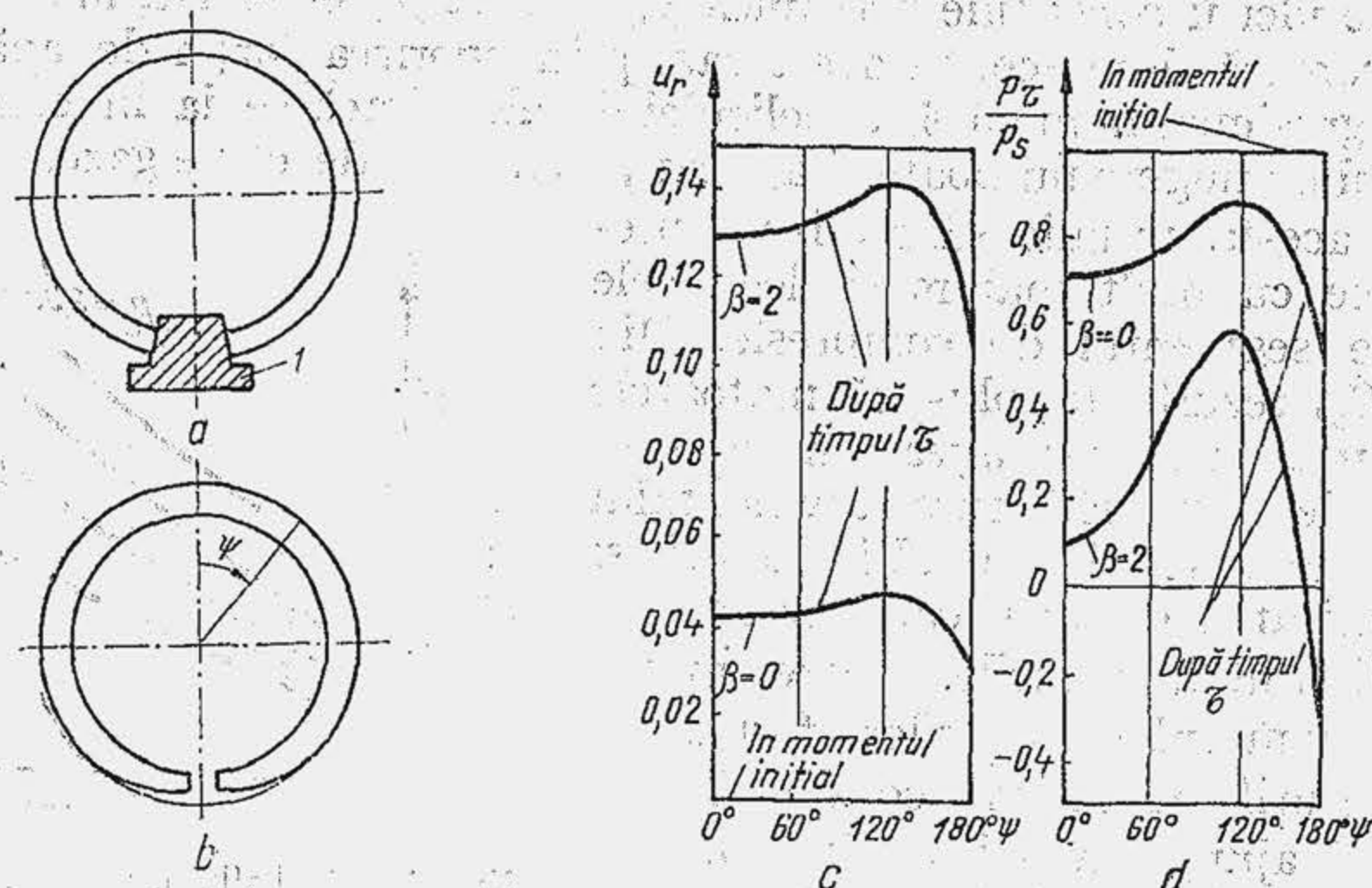


Fig. 12.72. Uzura segmentului rotund.

preluat de secțiunile învecinate. Pornind de la aceste rezultate B. I. Ghințburg a propus ca repartiția inițială de presiune să fie neuniformă și anume să aibă valori de sens opus celor care apar în procesul de uzare (fig. 12.73). Încercarea experimentală a segmentelor de presiune variabilă s-a încheiat cu un succes deosebit: durabilitatea segmentului (intervalul în care segmentul conservă eficiența inițială de etanșare) a crescut de cîteva ori. Tehnologia de copiere nefiind pusă la punct, a frînat inițial introducerea segmentelor ovali în fabricația de serie. Astăzi, la motoarele de autovehicule se folosesc numai segmente de presiune variabilă. Cîteva distribuții de presiune se arată în figura 12.74. Curba de presiune (a) este utilizată în țara noastră pentru segmentele motoarelor SR-211 și D-103; curba (b) se folosește atunci cînd  $\beta$  este mic. Din punctul de vedere al prelucrării sînt mai raționale curbele de presiune cu treceri line de la valorile maxime la valorile minime (c) și (d).

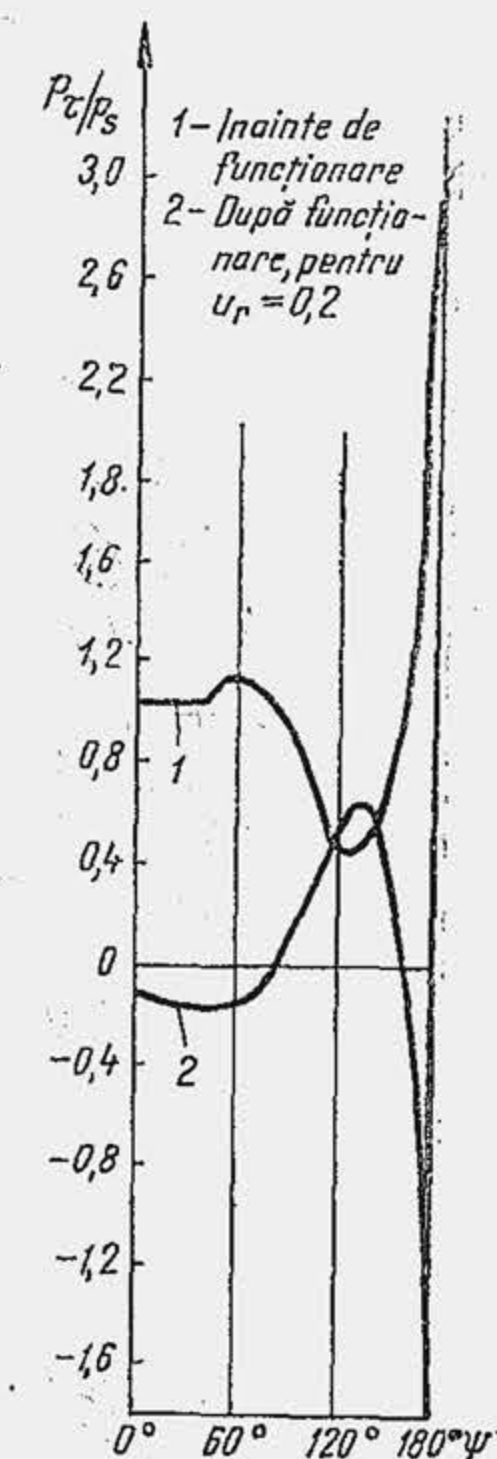


Fig. 12.73. Distribuția presiunii pe suprafața laterală a segmentului oval.

### 12.3.1.6. Vibrația segmentului

S-a observat că etanșarea la gaz este definitiv compromisă la anumite turații ale motorului, numite turații critice. Funcționarea motorului la turația critică este însoțită de apariția unui fum albicios la garniturile de etanșare a carterului, precum și de un zgornot surd caracteristic. În condiții normale de funcționare, cantitatea de gaze scăpate variază cu turația motorului după curba 1 (fig. 12.75). La mărirea rostului dintre capetele segmentului de la 0,35 la 3,5 mm scăpările de gaz au crescut ușor (2). Perforarea pistonului cu mărirea treptată a secțiunii de trecere a amplificat scăpările (3, 4 și 5). În toate cazurile, alura de variație a curbelor a rămas nemodificată, ceea ce ilustrează că perturbațiile produse sînt de aceeași natură. Cu totul altfel s-a comportat motorul în condițiile turației critice de etanșare. Astfel, la turația  $n_A$  scăpările de gaze au crescut puțin dar brusc (de la A la A') iar la o turație ceva mai mare  $n_B$ , scăpările au crescut de 4...5 ori (de la B la C). Pierderea bruscă a funcției de etanșare la o turație determinată a fost atribuită vibrației segmentelor. În condițiile experimentale menționate au intrat inițial în vibrație grupul de segmente inferiori; cum ei preiau o mică parte din sarcina de etanșare scăpările de gaz sînt relativ mici. Scăpările ulterioare (pînă la C) sînt atribuite vibrației primului segment. Se reține că turația critică de vibrație a primului segment este mai mare. Vibrația segmentului se produce într-un plan normal pe axa cilindrului, de aceea poartă numele de vibrație radială (fiecare punct al fibrei medii oscilează după direcția razei).

Pentru a explica fenomenul de vibrație radială s-a pornit de la observația că în perioada de ungere hidrodinamică segmentul este desprins de pe oglinda cilindrului și s-a considerat că vibrația radială este determinată de forța portantă din pelicula de ulei. Pentru o presiune  $p_E$  dată, întrucît  $p_u$  variază cu deplasarea pistonului, starea de echilibru se realizează prin deplasări radiale variabile ale segmentului. Ca urmare segmentul suferă periodic comprimări



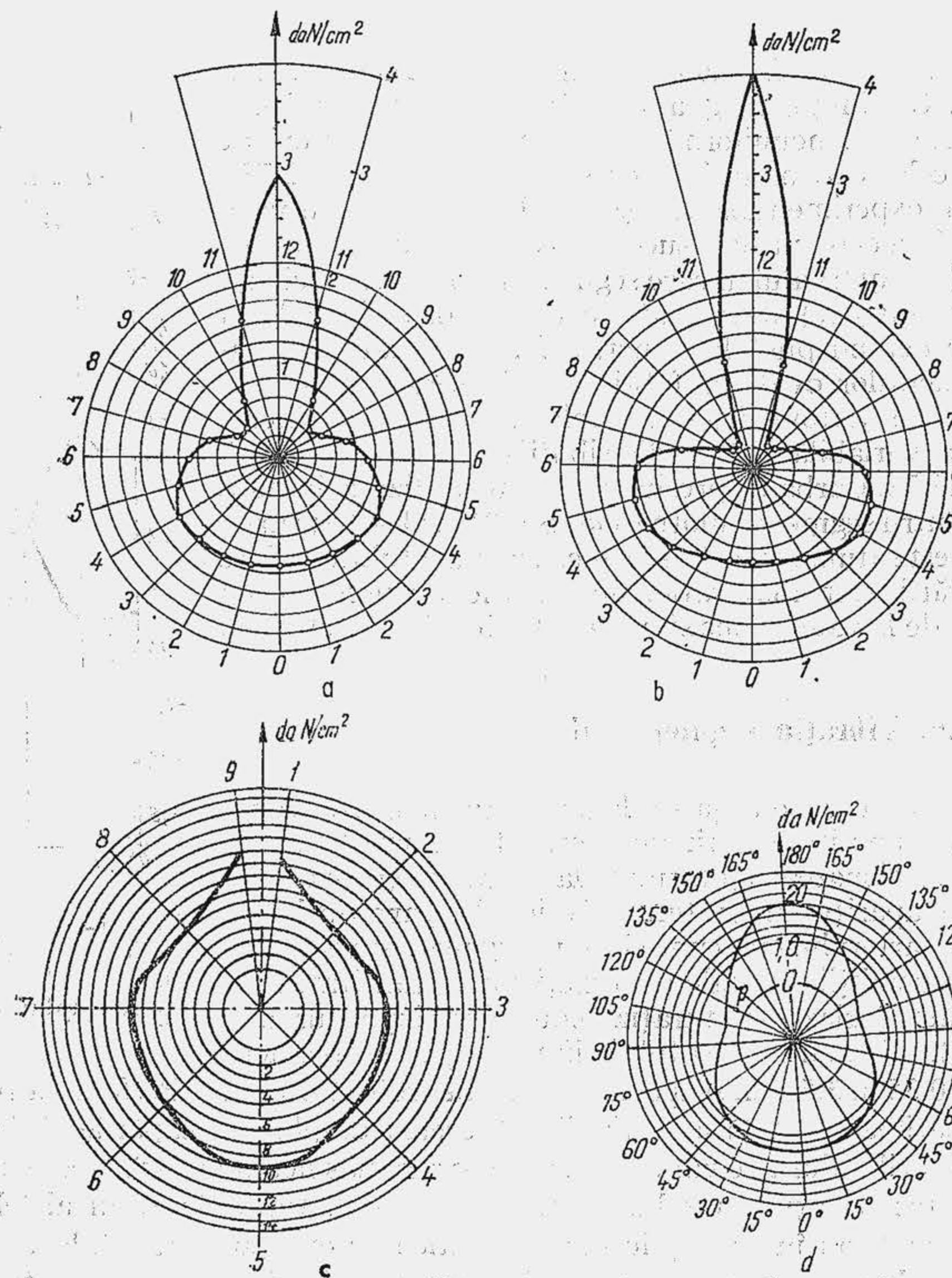


Fig. 12.74. Curbe de distribuție a presiunii elastice pe suprafața laterală a segmentului.

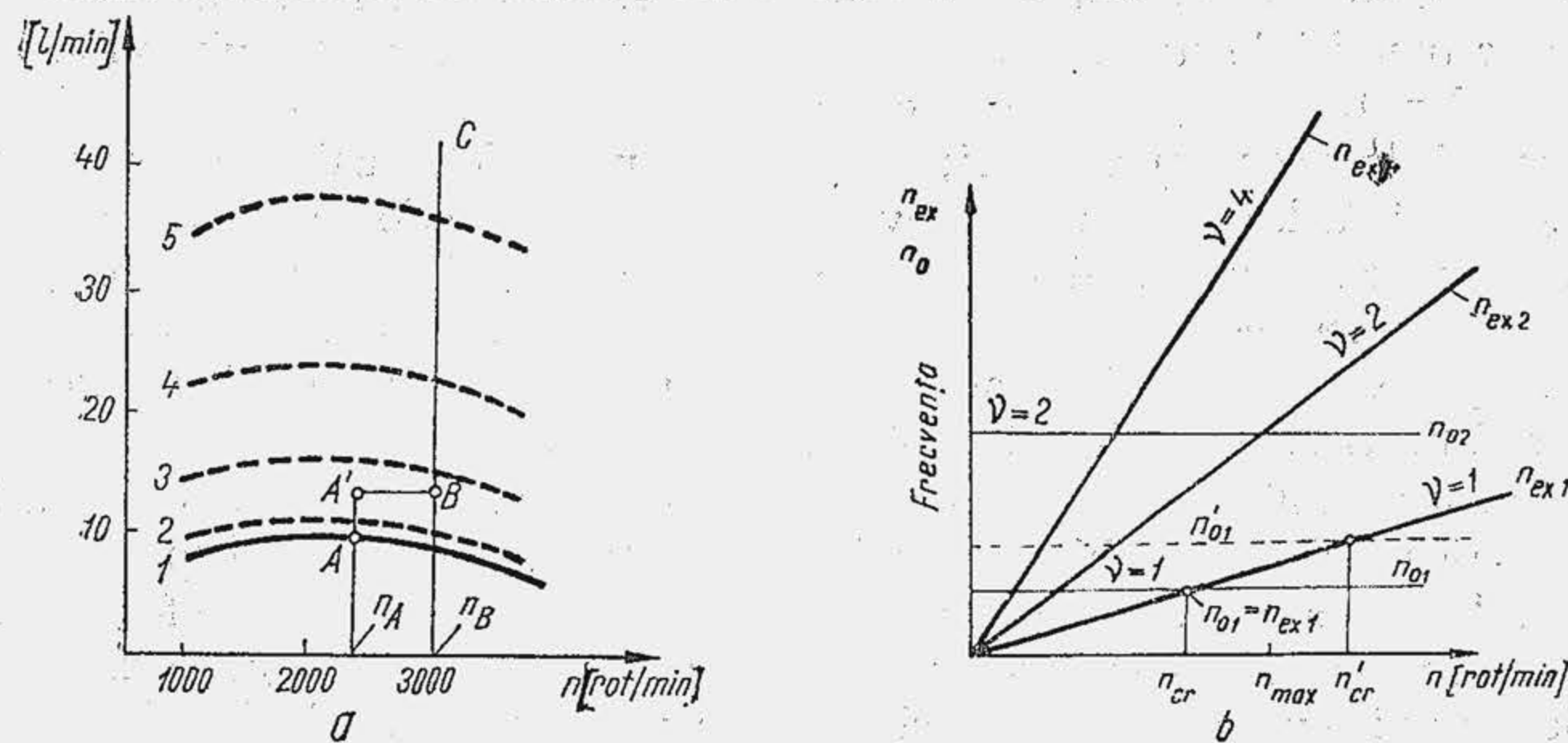


Fig. 12.75. Dependența scăpărilor de gaze de turație (a) și diagrama frecvență-turație (b).

și destinderi succesive a căror frecvență depinde de turația motorului. Când frecvența impulsurilor aplicate de forța portantă variabilă, care comprimă segmentul, devine egală cu frecvența proprie, segmentul intră în rezonanță. Amplitudinea oscilației devine acum atât de mare încât segmentul se desprinde de filmul de ulei și este scos practic din funcțiune. Comprimarea segmentului la rezonanță poate produce lovirea capetelor libere. Astfel, pentru un segment de 100 mm diametru cu un rost de dilatare la cald de 0,2 mm se obține o lungime  $L_c = \pi D - 0,2 = 313,8$  mm; dacă amplitudinea oscilației este de 0,04 mm, lungimea segmentului va fi  $L_{osc} = \pi(D - 2 \cdot 0,04) = 313,75$ , adică  $L_{osc} < L_c$ , deci capetele segmentului suportă un șoc (la demontare, pe suprafețele capetelor se observă urme de lovituri).

Frecvența proprie  $n_0$  a segmentului se determină în ipoteza că segmentul este o bară curbă, de secțiune constantă cu modulul de elasticitate  $E$ , identic în fiecare secțiune. Se obține

$$n_0 = 30840(v - 0,24)^2(1/D) \sqrt{E/\rho}/(D/a), \quad (12.14)$$

unde  $n_0$  este în osc/min;  $a$  și  $D$  în mm;  $E$  în daN/cm<sup>2</sup>;  $\rho$  în kg/dm<sup>3</sup>. Ordinul armonic este  $v$ . Pentru un segment din fontă se obține  $n_0 = 30840(1 - 0,24)^2 \cdot (1/70) \sqrt{1000000/7,3/(70/3,5)} = 4709$  osc/min. Se observă că frecvența proprie este invers proporțională cu raportul  $D/a$ , ceea ce explică în parte de ce la motoarele cu turație ridicată se utilizează segmenti cu o valoare mai mică a raportului  $D/a$  (18...20 față de 25...28). Frecvența excitației este  $n_{ex} = v_{ex} \cdot n/2$ , adică un multiplu  $v_{ex}$  ( $v_{ex} = 1, 2, 3, \dots$ ) al numărului de cicluri motoare, în ipoteza că un ciclu de vibrație al segmentului se repetă la fiecare ciclu motor. Regimul de rezonanță rezultă din condiția  $n_0 = n_{ex}$  care definește turația critică  $n_{cr}$ . În figura 12.75, b s-a reprezentat diagrama clasică a frecvențelor aplicate în funcție de turație și a frecvențelor proprii independente de turație. Pentru a preveni rezonanța se mărește frecvența proprie.

Presiunea medie elastică  $p_E$  influențează echilibrul segmentului în prezența peliculei de ulei. Cu cât  $p_E$  este mai mare cu atât grosimea  $\delta_0$  este mai mică, segmentul se desprinde mai greu de pe cilindru, ceea ce sporește turația critică a segmentului (fig. 12.76, a).

Distribuția presiunii pe periferia segmentului joacă un rol excepțional în mărirea turației critice de etanșare. Mărirea presiunii elastice la capete introduce un factor de amortizare pentru aceste secțiuni care au posibilități mai largi de deplasare. Ca urmare se observă (b) și (c) că turația critică a segmentului de presiune variabilă ( $p_E = \text{var.}$ ) se amplifică sensibil.

Înălțimea segmentului. Segmentul de înălțime mică are masa mai redusă, pulsează mai rar și ca urmare păstrează mai mult timp contactul cu flancurile canalului. Forța de frecare radială, dintre segment și flanc, amortizează deplasarea radială. De aceea la reducerea înălțimii  $h$ , turația critică crește (d) până când vibrația este complet înlăturată.

Modulul de elasticitate. Turația critică crește (tab. 12.16) dacă se mărește modulul de elasticitate (uzual  $E = 12\,000 \dots 16\,000$  daN/mm<sup>2</sup>). De aceea există tendința de a utiliza materiale cu  $E = 16\,000 \dots 18\,000$  daN/mm<sup>2</sup>, ceea ce permite totodată și mărirea lui  $p_E$ .

Aleazajul cilindrului mărește turația critică atunci când ia valori mai reduse (rel. 12.14).



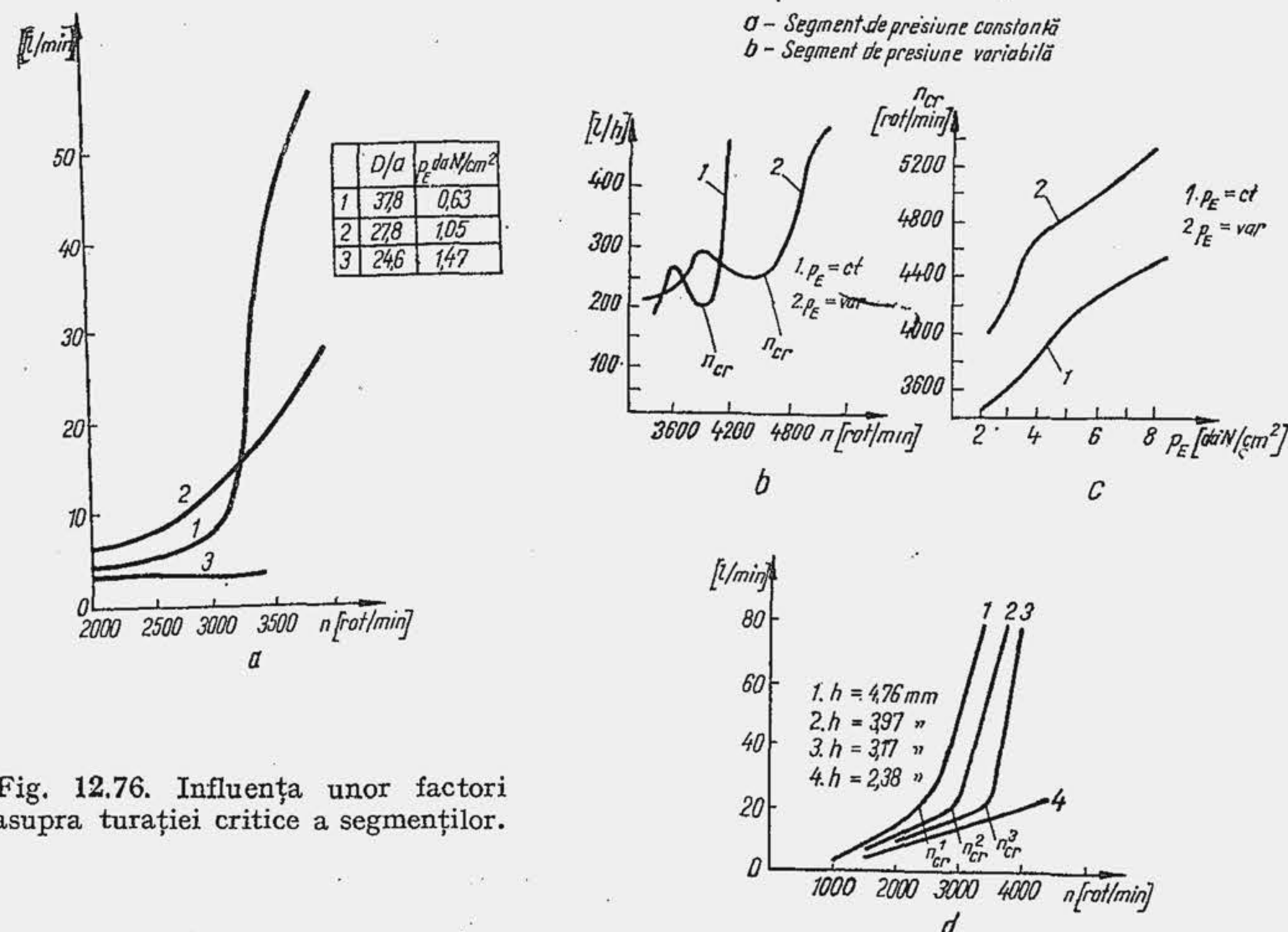


Fig. 12.76. Influența unor factori asupra turației critice a segmentelor.

Dependența frecvenței critice de tipul segmentului

Felul segmentului		$n_{cr}$ [rot/min]
Segment rotund	Elasticitate normală	3 500
	Elasticitate ridicată	3 800
Segment nerotund	Elasticitate normală	4 500
	Elasticitate ridicată	5 000

Tabela 12.16

### 12.3.1.7. Siguranța în funcționare și uzura segmentului

Procesul de uzură este determinat de trei tipuri fundamentale de uzare: uzare adezivă sau de contact, uzare corosivă și uzare abrazivă. Mai rar s-au observat cazuri de uzare prin oboseală superficială.

Experiența arată că primul segment suportă o uzare adezivă cu mult mai intensă decât segmentii inferiori. Aceste diferențe sînt explicate de trei cauze fundamentale: presiunea din spatele segmentului, temperatura și durata regimului hidrodinamic de ungere. Spre sfîrșitul cursei de comprimare și începutul cursei de destindere, cînd grosimea stratului de ulei este minimă, segmentul de foc este aplicat pe cilindru de o presiune  $p_r$  superioară. Regimul termic ridicat reduce viscozitatea uleiului și ușurează apariția frecării semi-

fluide; pe de altă parte, la temperaturi ridicate straturile superficiale ale materialului se oxidează, au o rezistență mecanică mai mică și sînt smulse cu ușurință de pe suprafața laterală. În fine, cantitatea mai mică de ulei care ajunge la primul segment reduce porțiunea din cursa pistonului pe care se efectuează ungerea hidrodinamică. La mărirea raportului de comprimare și a sarcinii uzura segmentului se amplifică sub acțiunea efectului de presiune a gazelor. Creșterea turației intensifică procesul de uzare, deoarece în aceeași unitate de timp segmentul traversează un număr mai mare de puncte moarte. Uzura corosivă a segmentului este provocată de unele substanțe prezente în combustibil ca sulful și tetraetilul de plumb, care, prin ardere dau combinații chimice acide. Reducerea temperaturii apei de răcire întrucît ușurează condensarea produselor acide pe oglinda cilindrului intensifică rapid uzura  $u$  a primului segment (fig. 12.77, a). La aceasta trebuie adăugat și efectul de condensare a vaporilor de combustibil la MAS ceea ce explică faptul că uzura segmentului de foc în perioada de pornire depășește de 5...10 ori uzura la funcționarea motorului în sarcină. În fine, se observă că particulele solide prezente în aer, ulei sau combustibil produc o uzură abrazivă  $u$  a primului segment cu atît mai mare cu cît concentrația de praf în aer este mai mare (fig. 12.77, b).

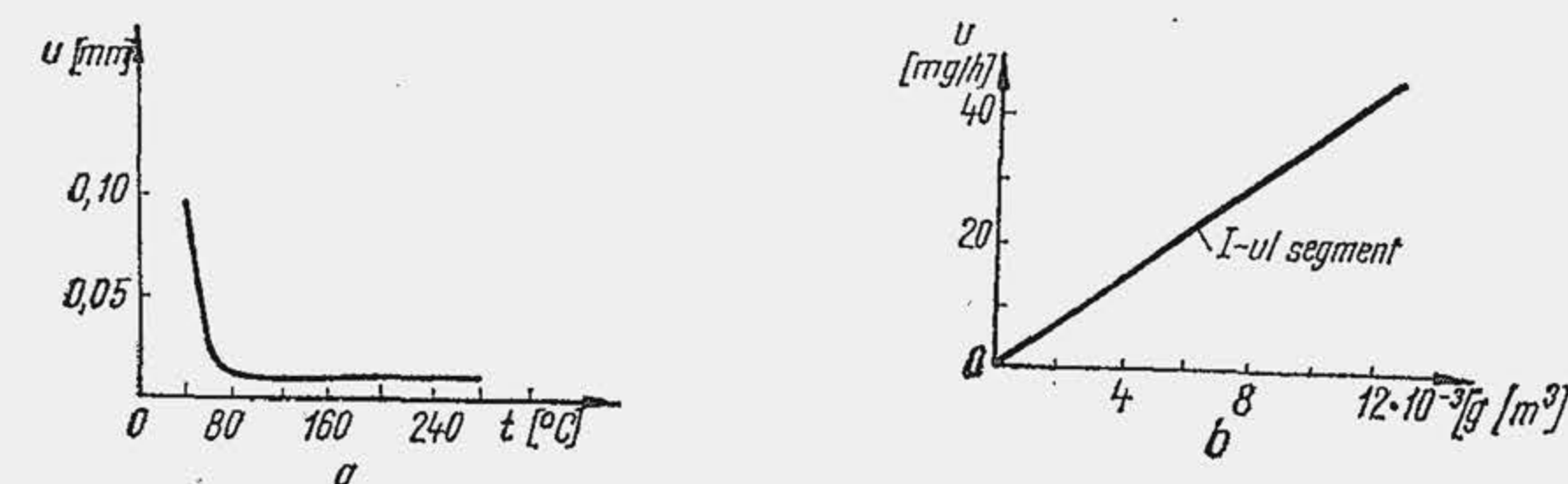
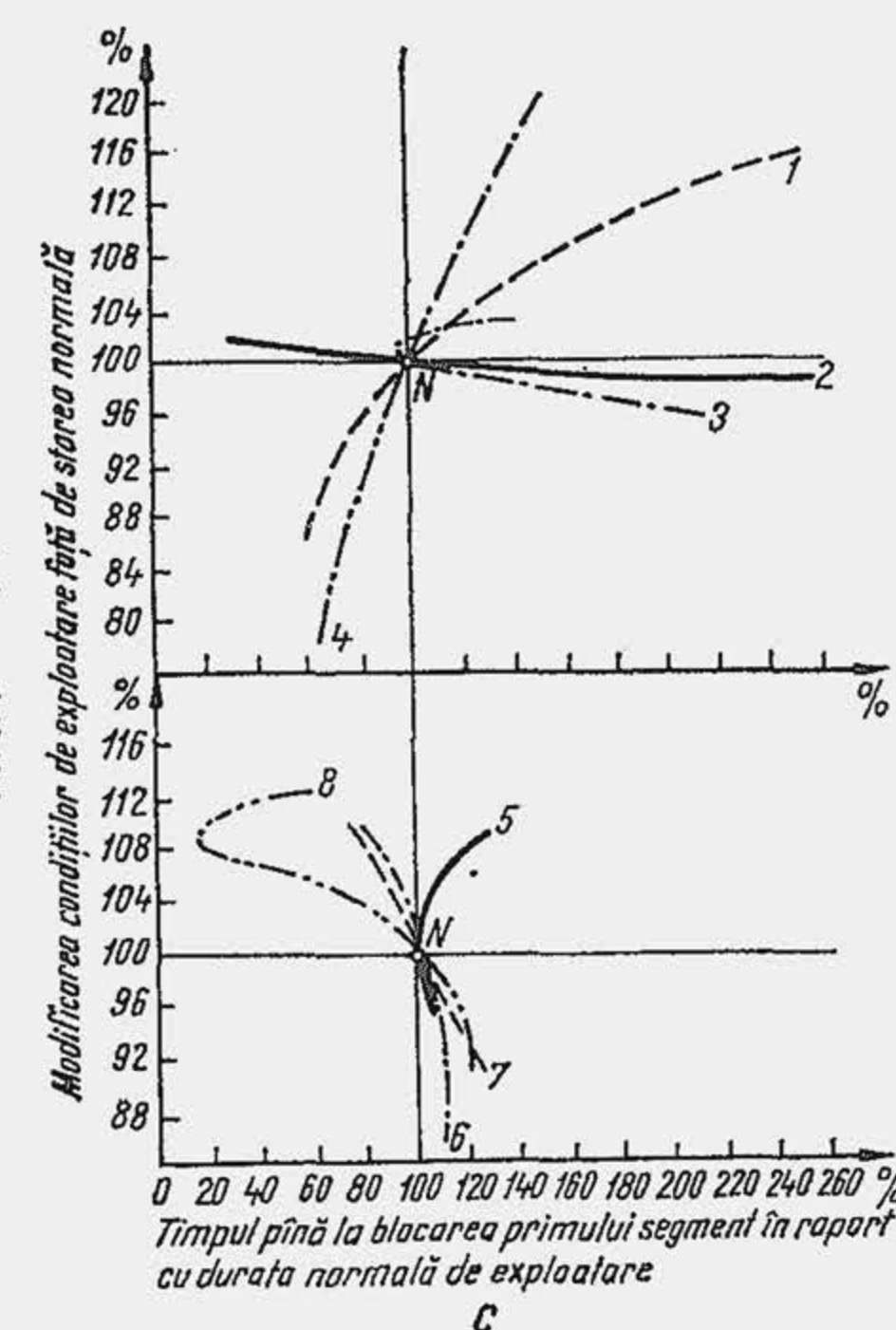


Fig. 12.77. Influența unor factori asupra uzurii (a, b) și blocării segmentului (c);

1 — jocurile axiale; 2 — temperatura în camera de ardere; 3 — temperatura fluidului de răcire; 4 — consumul de combustibil; 5 — turația; 6 — sarcina; 7 — presiunea uleiului de ungere; 8 — raportul de comprimare.





Siguranța în funcționare este compromisă de blocarea segmentului, care este provocată de deformările canalului sau pistonului, de particulele mecanice care pătrund între segment și flancuri, de substanțele consistente (lacuri) care se formează în canalele segmentului prin oxidarea uleiului. Micșorarea jocurilor axiale reduce durata de funcționare a motorului până la blocarea segmentului deoarece acțiunea particulelor mecanice, a lacurilor sau a deformărilor canalului este mai intensă. Blocarea segmentului în canal este puternic influențată de calitatea și consumul uleiului. Dacă uleiul dizolvă și îndepărtează lacurile din canal, un consum mai mare de ulei mărește durata până la care are loc blocarea segmentului. Dacă consumul de ulei este exagerat, atunci uleiul trece în camera de ardere, se transformă în calamină, iar particulele dure se întorc prin jocuri înapoi în canal și blochează segmentul. Consumul optim de ulei, la care se obține un timp maxim de funcționare, până la blocare a fost evidențiat pe cale experimentală. Influența diverșilor factori asupra pericolului de blocare se arată în figura (12.77, c).

În ultimii 10 ani gripajul segmentului a devenit un fenomen frecvent, îndeosebi la MAC, datorită creșterii puterii pe cilindru  $P_{el}$  și puterii raportate  $P_A$ . Fenomenul, care constă în formarea punctelor de sudură între suprafețele în mișcare este influențat de un mare număr de factori, grupați în șapte clase (tab. 12.17), fiecare dintre ei acționând independent sau în corelație cu unul

Tabela 12.17

Factori care produc gripajul eplului segment-cilindru

Natura organului sau procesului	Factorul de gripaj	Natura organului sau procesului	Factorul de gripaj
1) Segmentul	<ul style="list-style-type: none"> <li>Tipul</li> <li>Forma</li> <li>Materialul</li> <li>Jocul axial</li> <li>Jocul radial</li> <li>Poziția pe piston</li> <li>Distribuția de presiune</li> <li>Rugozitatea suprafețelor</li> <li>Natura suprafețelor</li> <li>Stratul de protecție</li> <li>Temperatura</li> <li>Mișcarea</li> </ul>	4) Motorul	<ul style="list-style-type: none"> <li>Dimensiunile fundamentale</li> <li><math>\psi = S/D</math></li> <li>Turația</li> <li>Deschiderea simultană a supapelor</li> <li>Aranjarea cilindrilor</li> <li>Răcirea</li> <li>Răcirea aerului admis</li> </ul>
2) Cilindrul	<ul style="list-style-type: none"> <li>Material</li> <li>Rugozitate</li> <li>Natura suprafeței</li> <li>Stratul de acoperire</li> <li>Temperatura</li> <li>Deformații termice</li> <li>Deformații mecanice</li> </ul>	5) Unge-rea	<ul style="list-style-type: none"> <li>Tipul uleiului</li> <li>Viscozitatea</li> <li>Aditivul</li> <li>Consumul de ulei</li> <li>Diluarea uleiului</li> <li>Oxidarea uleiului</li> </ul>
3) Pistonul	<ul style="list-style-type: none"> <li>Materialul</li> <li>Rugozitatea mantalei</li> <li>Rugozitatea canalului</li> <li>Deformarea canalului</li> <li>Jocurile radiale</li> <li>Temperatura</li> <li>Diferențele de temperatură</li> <li>Viteza</li> <li>Accelerația</li> <li>Mișcarea transversală</li> </ul>	6) Arderea	<ul style="list-style-type: none"> <li>Randamentul</li> <li>Temperatura gazelor</li> <li>Viteza de creștere a presiunii</li> <li>Presiunea maximă</li> <li>Presiunea medie <math>p_e</math></li> <li>Sistemul de injecție</li> <li>Dozajul</li> </ul>
		7) Regimul de funcționare	<ul style="list-style-type: none"> <li>Felul serviciului</li> <li>Condiții atmosferice (praf)</li> <li>Întreținerea motorului</li> <li>Sistemele auxiliare</li> </ul>

sau mai mulți dintre ceilalți factori. Enumerarea factorilor ilustrează gradul de complexitate a fenomenului dar și posibilitățile variate de limitare a lui. Ca urmare, limitarea apariției gripajului trebuie să fie rezultatul unei activități coordonate, pe diferite planuri (proiectare, fabricație, exploatare, întreținere).

### 12.3.2. CONSTRUCȚIA SEGMENTILOR

**Segmenti cu elasticitate proprie.** În prezent există o mare varietate de tipuri constructive de segmenti de compresie. Principiile care stau la baza determinării profilului secțiunii radiale a segmentului de compresie se ilustrează în figura (12.78). Segmentul cel mai simplu este cel cu secțiunea dreptunghiulară (a). Muchiile ascuțite ale segmentului, raclează energic pelicula de ulei, iar perioada de rodaj este mare deoarece segmentul se aplică pe toată înălțimea. Primul dezavantaj se înlătură prin racordarea muchiilor segmentului; al doilea dezavantaj se înlătură dezvoltând o presiune specifică mai mare pe suprafața laterală. În acest scop se micșorează înălțimea de reazem a segmentului pe cilindru. Dacă  $p_E$  este presiunea aplicată pe suprafața laterală a segmentului de înălțime  $h$  și  $p'_E$  este presiunea aplicată aceluiași segment, pe o suprafață laterală de înălțime mai mică  $h'$ , rezultă că la aceeași forță tangențială de strângere a segmentului, egală cu forța elastică proprie se obține  $2F_t = p_E h D = p'_E h' D = F_E$  (v. rel. 12.30); de unde  $p'_E = p_E h/h'$ . Pentru a reduce înălțimea  $h$  o primă soluție constă în înclinarea suprafeței laterale a segmentului cu un unghi  $\beta = 25' \dots 45'$  (b). În același scop se prevede pe suprafața laterală o porțiune cilindrică a cărei înălțime  $h' < h$  (c). Deschiderea unghiului este îndreptată totdeauna spre chiulasă pentru a reduce consumul de ulei (v. fig. 12.79, a). În acest caz muchia inferioară a suprafeței laterale raclează mai energic uleiul la deplasarea pistonului spre  $p_{me}$ . Pentru același motiv se practică segmenti cu degajări pe suprafața laterală (d). Teșind ambele muchii ale segmentului (e) se reduce înălțimea de reazem și se creează efectul de pană la deplasarea segmentului în ambele sensuri; forma optimă este segmentul bombat (f). Segmentii cu secțiune nesimetrică (g și h) se numesc segmenti de torsiune sau de răsucire. În timpul funcționării, segmentii se răsucesc în canal (v. fig. 12.79, b) se sprijină cu muchiile pe suprafețele

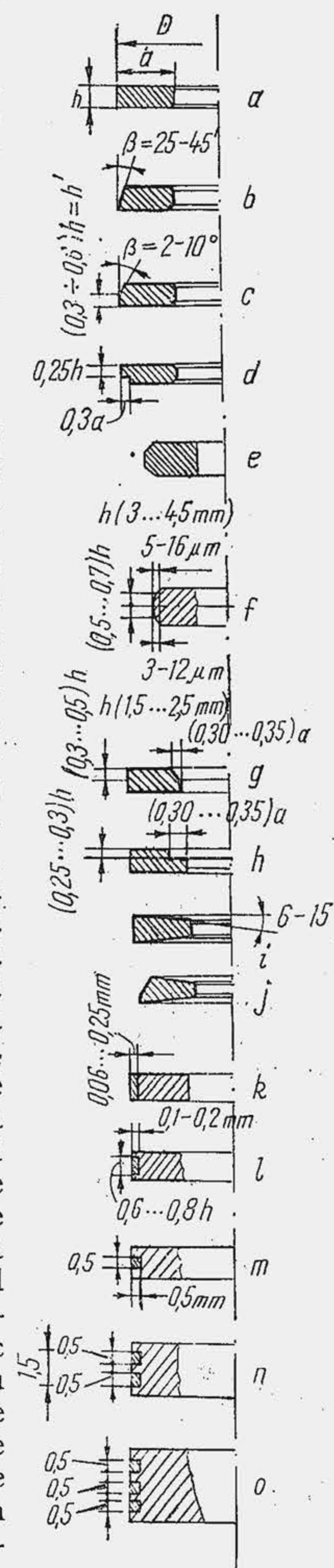


Fig. 12.78. Soluții constructive caracteristice pentru segmentul de compresie.



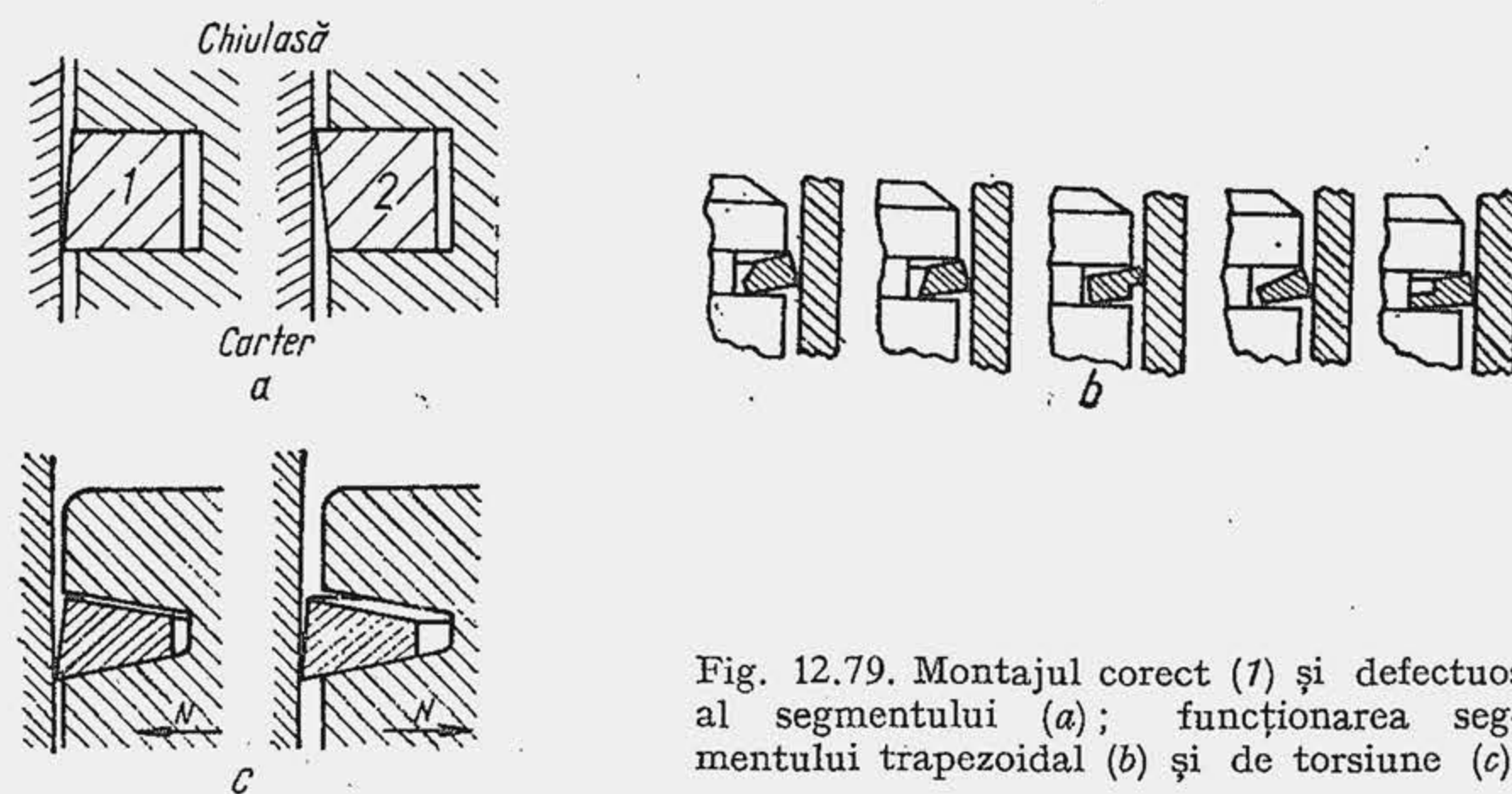


Fig. 12.79. Montajul corect (1) și defectuos al segmentului (a); funcționarea segmentului trapezoidal (b) și de torsiune (c).

de lucru și realizează o presiune mare de contact, necesară prevenirii vibrației și închiderii ermetice a canalului, ceea ce sporește eficiența etanșării; totodată se atenuează pulsația segmentului și pericolul de blocare. O soluție eficientă contra blocării segmentului o constituie segmentul trapezoidal (i și j). În acest caz canalul segmentului se prelucerează și el în formă de trapez (v. fig. 12.79, c). Sub acțiunea forței elastice segmentul este aplicat tot timpul pe cilindru. Sub acțiunea forței normale pistonul basculează apropiindu-se și depărțându-se de oglinda cilindrului. La apropiere, jocul axial se micșorează și uleiul este expulzat din canal. Curățirea periodică a canalului previne formarea de lacuri și deci blocarea segmentului. Soluția este însă costisitoare din cauza prelucrării. Se mărește durabilitatea segmentului acoperind suprafața laterală cu un strat protector de crom (k și l) sau molibden (m). În același scop se prevăd canale pe suprafața laterală în care se introduc inserții de cositor, bronz sau oxid de fier cu grafit — benzi feroxate (n și o); se asigură astfel bune calități de alunecare și se micșorează uzura de rodaj.

Segmentii de ungere se grupează în două clase: segmenti cu secțiunea unitară sau neperforați și segmenti cu secțiunea radială perforată. Segmentul neperforat evacuează o cantitate mai mică de ulei (fig. 12.80, a); segmentii se

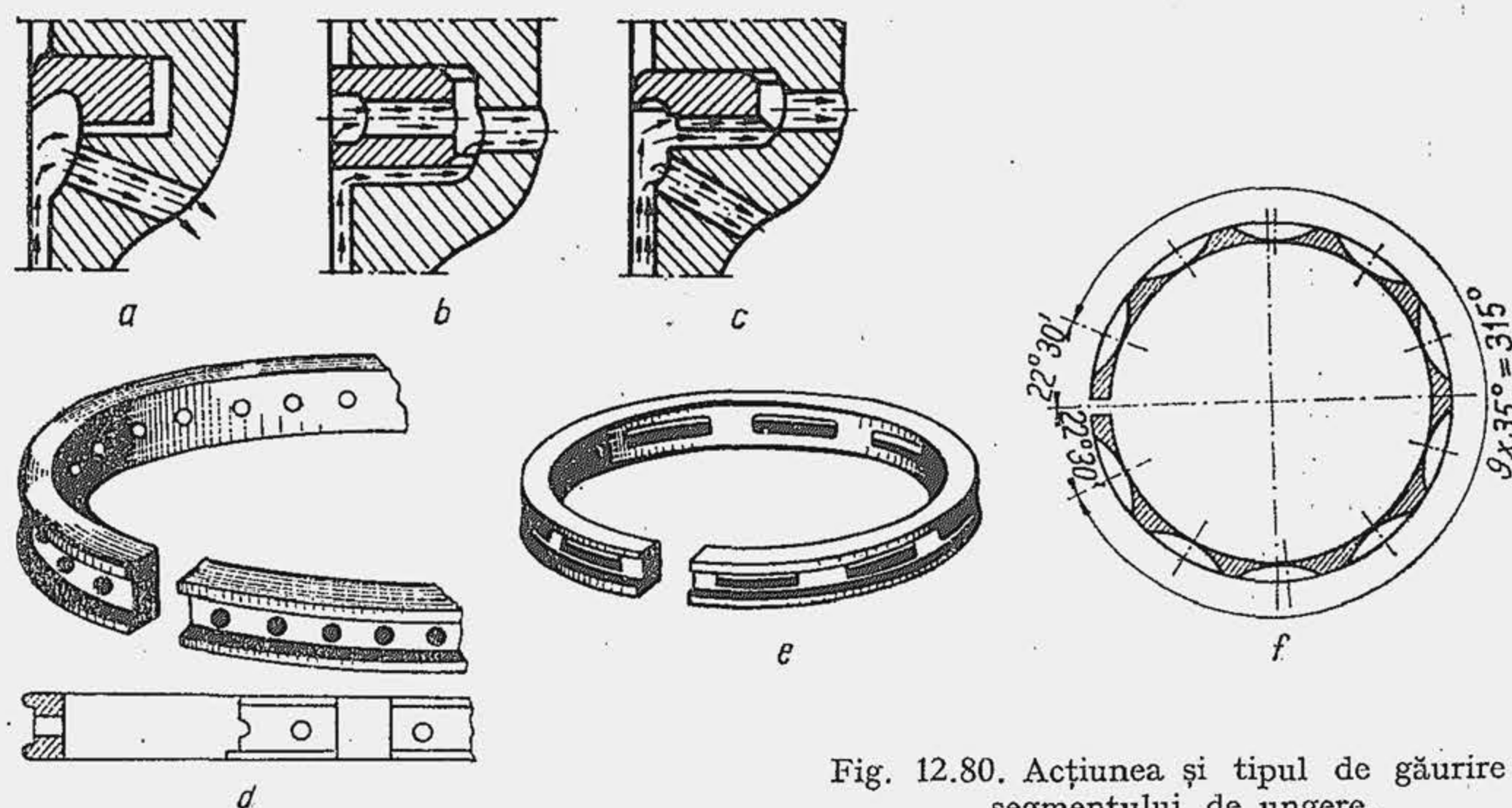


Fig. 12.80. Acțiunea și tipul de găurire a segmentului de ungere.

perforează când este necesar să se evacueze o cantitate sporită de ulei (b). În acest caz, pe suprafața laterală se prevede o degajare care permite raclarea uleiului în două etape și evacuarea lui atât prin jocul axial, cât și prin canalul practicat în segment. O evacuare mai energică a uleiului raclat se obține dacă se prevăd două canale în peretele pistonului. Canalele din segmenti se obțin prin găurire (d) sau frezare (e și f); canale frezate se execută mai simplu. Particularitatea fundamentală a segmentului de ungere constă în aceea că el trebuie să dezvolte o presiune superioară pentru a spori eficiența raclării. Întrucât presiunea gazelor din spatele segmentului este neînsemnată, el se confecționează ca segment de presiune elastică  $p_E$  foarte mare. În acest scop la segmentii perforați, suprafața de reazem pe oglinda cilindrului se micșorează prin prelucrare conică (fig. 12.81, a) sau țesirea muchiilor (b), la care se adaugă degajarea pentru raclarea energetică (c...f). La segmentii perforați înălțimea de reazem se micșorează prin practicarea degajării (g și h) și reducerea adecvată a suprafeței de reazem (i și j). Soluția (k) dezvoltă 1,4...2,8 daN/cm<sup>2</sup>; soluția (l)—2...4 daN/cm<sup>2</sup>; soluția (m)—3,5...7 daN/cm<sup>2</sup>.

Capetele segmentului comportă prelucrări diferite: tăietura dreaptă e cea mai simplă (fig. 12.82, a) și se folosește curent. Experiența arată că scăpările nu sînt practic influențate de poziția tăieturii pe piston chiar când toate rosturile sînt pe aceeași generatoare. De aceea la motoarele în patru timpi nu se împiedică rotirea segmentului prin știfturi dispuse în piston, ca la motorul în doi timpi.

**Segmenti cu expander.** Se numește *expander* un element elastic care se montează în spatele segmentului, în canal. Expanderul aplică segmentul pe oglinda cilindrului cu o presiune uniform distribuită. Sub acțiunea expanderului presiunea dezvoltată de segment pe cilindru nu se modifică esențial în procesul de uzare. Expanderul asigură o presiune sporită, de aceea se utilizează la motoarele de autovehicule în primul rînd pentru segmentul de ungere. În forma cea mai simplă expanderul este de tip poligonal (fig. 12.83, a); capetele lui se așază în partea opusă rostului, ceea ce menține presiunea pozitivă pe cilindru a capetelor segmentului. Se utilizează frecvent segmenti de ungere, alcătuiți din două inele elastice din oțel, de grosime redusă 0,6...0,8 mm, aplicate pe fețele flancurilor, de un expander axial 1, iar pe oglinda cilindrului de un expander radial 2 (b). La motoarele de automobil este răspîndită o soluție de expander de formă specială (c, d și e) care asigură simultan apăsarea radială și axială a inelelor de oțel precum și spațiu necesar pentru evacuarea uleiului. Soluția cu arc spiroidal (f) asigură o presiune elastică între 5,5...11 daN/cm<sup>2</sup>. Expanderul cu T-ul în consolă (g, și h) este eficient, fiecare T acționează independent, ceea ce oferă segmentului o capa-

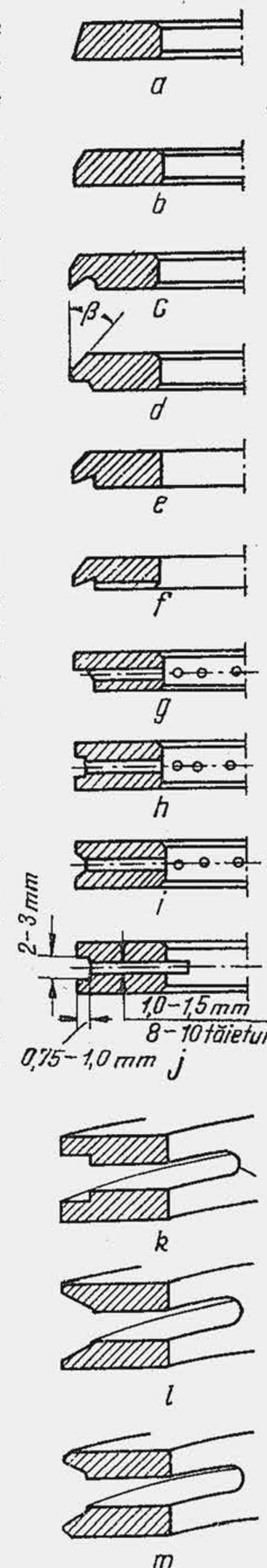


Fig. 12.81. Soluții constructive pentru segmentul de ungere.



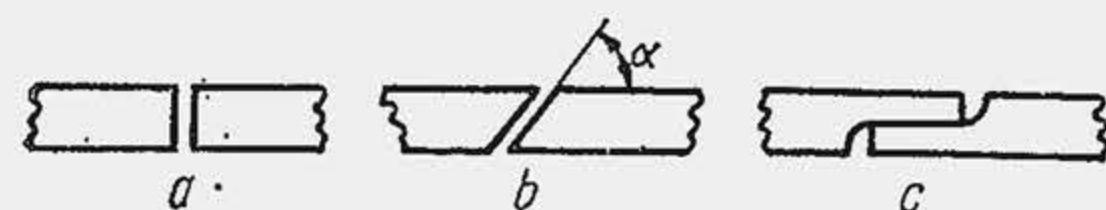


Fig. 12.82. Modalități de tăiere a segmentului.

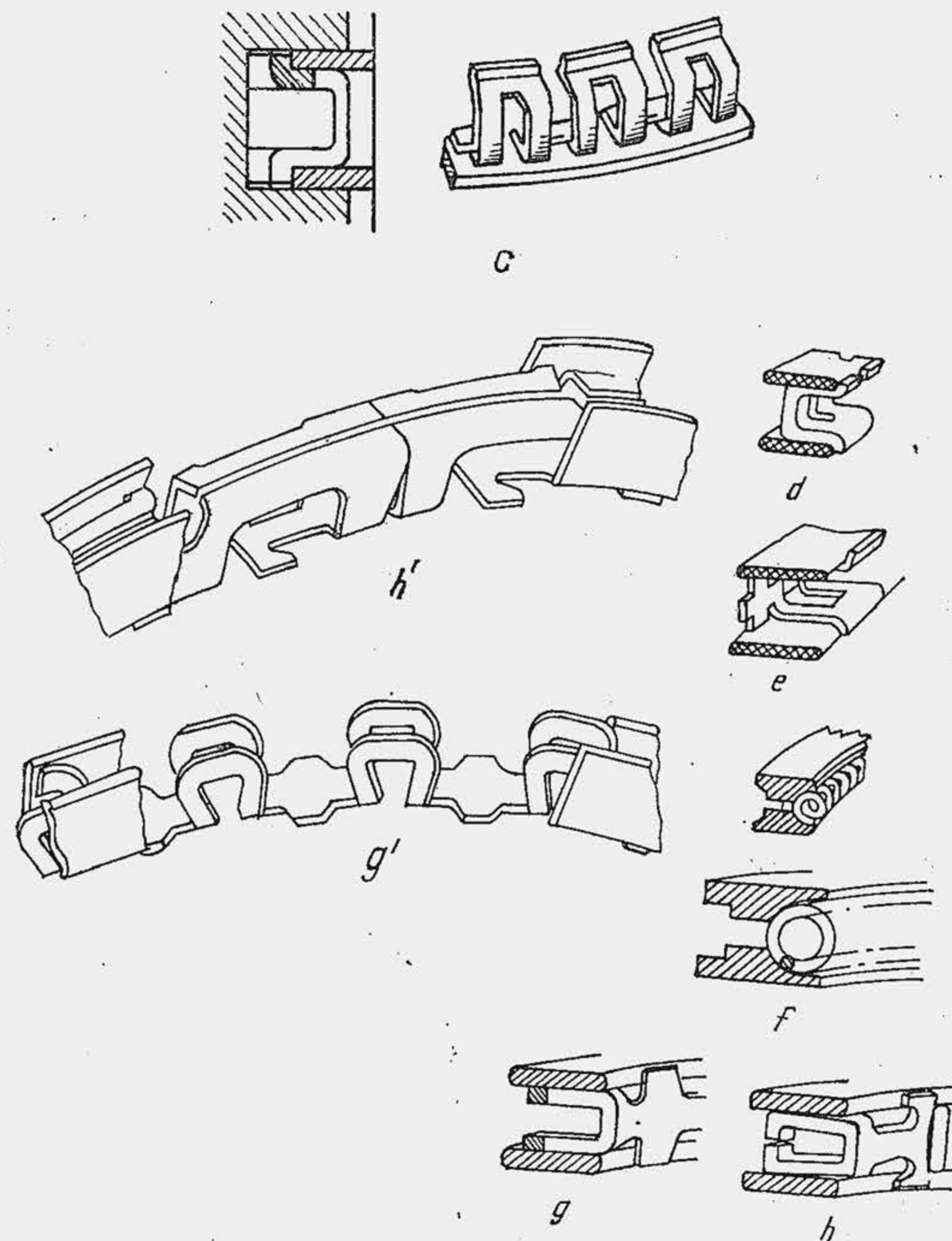
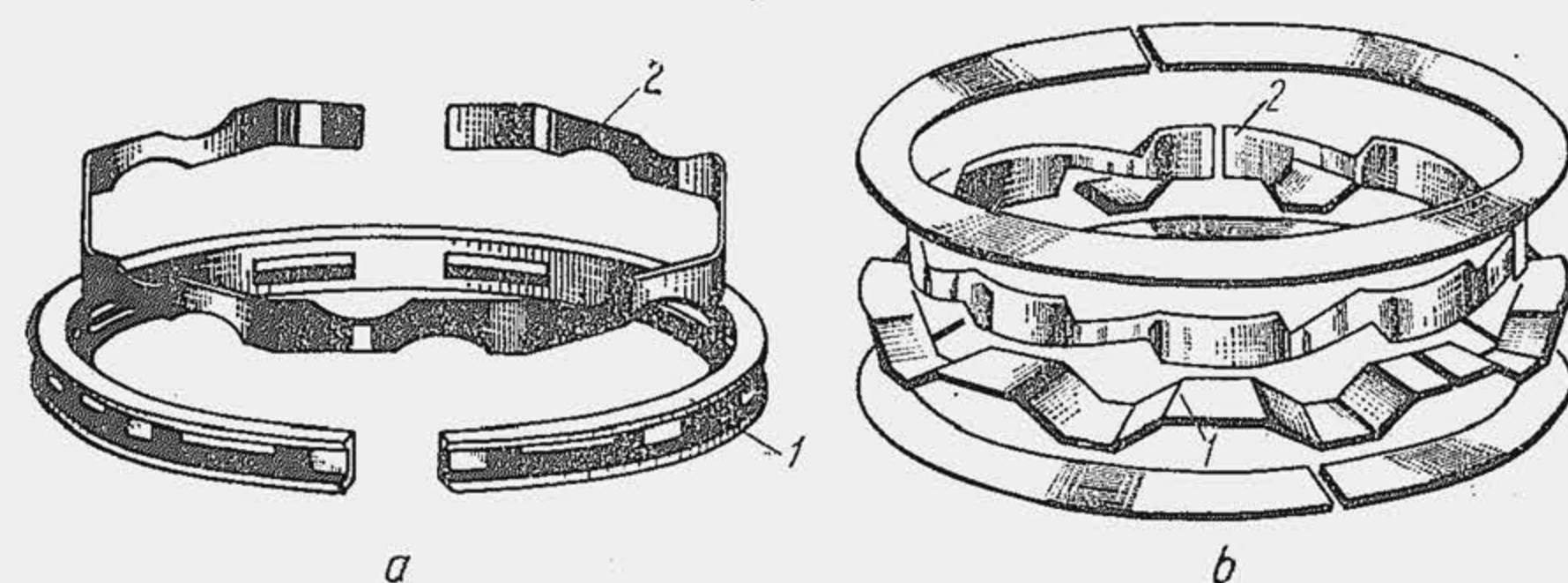


Fig. 12.83. Segmenti de ungere cu expander.

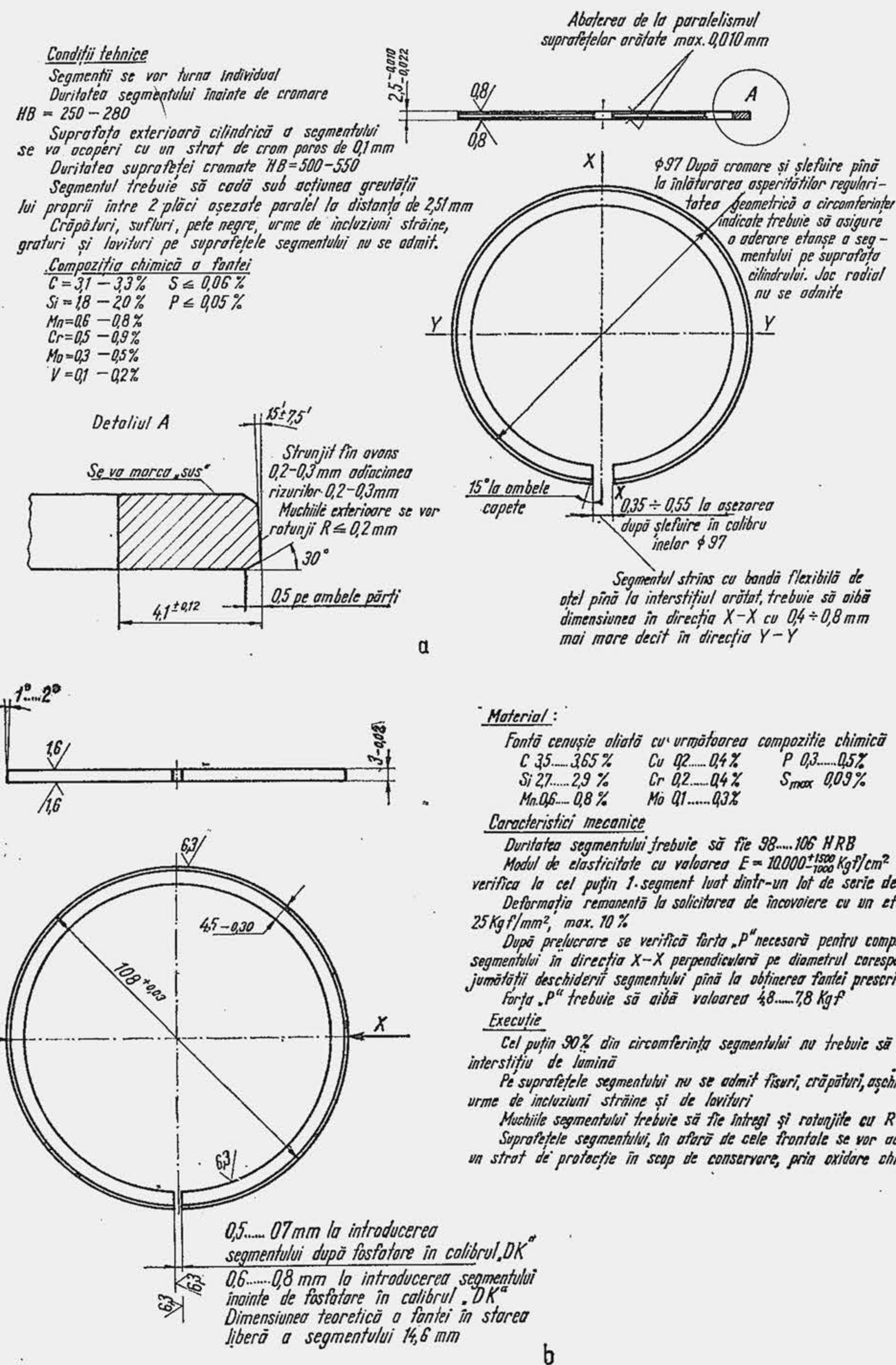


Fig. 12.84. Segmentii de foc ai motoarelor SR-211 (a) și D-103 (b).

citate mare de adaptare la forma cilindrului. Segmentii cu expander se acoperă pe suprafața de lucru pentru a le spori durabilitatea.

În figura 12.84 se arată principalele particularități constructive ale unor segmenti fabricați în țara noastră pentru motoare de autovehicule.



### 12.3.3. MATERIALE PENTRU SEGMENTŢI

Materialul pentru segmenti trebuie să posede următoarele proprietăţi:

- 1) calităţi bune de alunecare, pentru a atenua pierderile mecanice în condiţiile frecării semifluide şi a preveni gripajul;
- 2) duritate ridicată, pentru a prelua sarcinile mari de contact şi pentru a rezista la uzura adezivă şi abrazivă;
- 3) rezistenţă la coroziune, pentru a atenua efectul atacurilor chimice şi electrochimice;
- 4) rezistenţă mecanică ridicată la temperaturi relativ mari (200...300°C), pentru a realiza un segment uşor, cu dimensiuni reduse;
- 5) modul de elasticitate superior la temperaturi relativ mari, invariabil în timp, pentru a preveni vibraţia;
- 6) calităţi bune de adaptabilitate rapidă la forma cilindrului. Nu există materiale care să satisfacă simultan cerinţele enunţate. Dintre cele două aliaje ale fierului, oţelul este impropriu întrucât nu posedă calităţi satisfăcătoare de alunecare. Cea mai bună soluţie de compromis o constituie fonta; în unele cazuri, când fonta nu poate satisface cerinţele de rezistenţă mecanică se utilizează oţelul (tab. 12.18).

Tabela 12.18

Proprietăţile şi compoziţia fontei şi oţelului de segment [27]

Natura materialului (compoziţia în %)	Duritatea HB	Rezistenţa de rupere, [daN/cm²]		E [daN/mm²]
		Întindere	Încovoiere	
1) Fontă K 1 C = 3,4...4,0; Si = 2,4...3,0; Mn = 0,5...0,8; P = 0,4...0,6; S < 0,12; Cr < 0,3; Cu < 0,3. Grafit lamelar	210...280	—	≥ 3500	8 500... 11 500
2) Fontă IKA C = 3,4...4,8; Si = 2,5...3,2; Mn = 0,5...0,8; P < 0,35; S < 0,08; Cr = 0,4...0,7; V = 0,1...0,3; Mo = 0,8...1,3; Ni = 0,5...0,8; Cu = 0,8...1,2. Grafit fin lamelar	300...380	—	≥ 5000	10 000... 13 000
3) Fontă K9 C = 3,5...4,0; Si = 2,1...2,9; Mn = 0,2...0,5 P < 0,3; S < 0,05; Cr < 0,2; Ni < 1,0 Grafit nodular	270...360	≥ 60	≥ 130	≥ 15 000
4) Oţel KS-3 C = 0,8...0,95; Si = 0,35...0,50; Mn = 0,25...0,55 P < 0,04; S < 0,04; Cr = 1,70...1,85; V = 0,08...0,15; Mo = 1,0...1,25	—	—	—	21 000

Deoarece segmentul alcătuieşte împreună cu cilindrul un cuplu de frecare, fonta din care se confecţionează trebuie să satisfacă două cerinţe funcţionale fundamentale: să se comporte favorabil la alunecare şi să reziste la uzură.

În acest scop fonta trebuie să conţină, ca orice aliaj antifricţiune, două faze: o fază dură, cu rezistenţă mecanică înaltă pentru a prelua sarcina de contact; o fază moale, cu rezistenţă mică la deformare plastică care asigură proprietatea antigripantă a materialului. Fona pentru segment care satisface bine cerinţele unui material antifricţiune este fonta cenuşie perlitică cu grafit lamelar. La această varietate de fontă, faza antigripantă o constituie grafitul care are plasticitate redusă ( $HB < 100$ ), reţine uleiul de ungere şi rezistă în plus, la atacul acizilor. O microstructură perlitică favorabilă cuprinde grafitul sub formă de lamele fine, de 30...100  $\mu m$  (fig. 12.85, a), dispersate uniform şi fără legătură între ele.

Faza dură a materialului este alcătuită din mai mulţi constituenţi. În raport cu gradul de descompunere a cementitei; ea poate fi: perlitică, perlitico-cementită, feritică, ferito-perlitică. Perlita este principalul constituent interesant ( $HB = 250...350$ ), de aceea masa de bază a fontei este constituită din ea. Experienţa arată că la creşterea conţinutului de perlită de la 25 la 90%, uzura fontei scade de la 100 la 0,7%.

Carbonul ca element de bază este prezent în stare liberă, sub formă de grafit şi este legat, în cea mai mare parte sub formă de perlită; în total  $C = 3,2...4\%$ . Mărirea conţinutului de carbon liber are un efect pozitiv asupra proprietăţilor de alunecare şi antigripante în schimb micşorează rezistenţa mecanică şi modulul de elasticitate. Mărirea conţinutului de carbon legat (până la 0,6...0,9%) sporeşte conţinutul de perlită şi deci rezistenţa la uzură. Siliciul

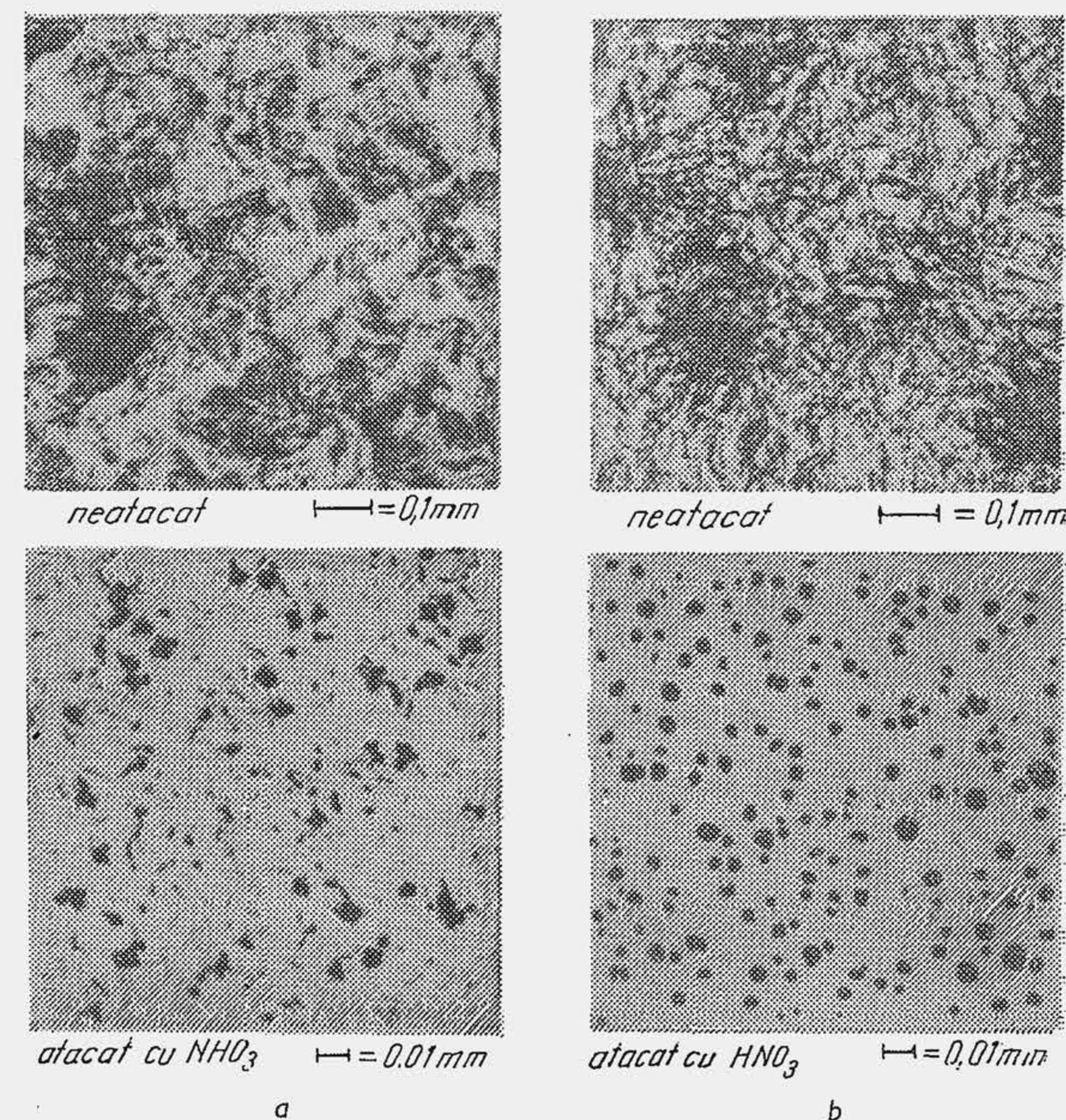


Fig. 12.85. Microstructura fontei nodulare pentru segmenti.



ușurînd descompunerea cementitei în grafit reglează cantitatea de carbon liber și legat. Elementele de aliere Cr, Cu, Mn, Mo, Ni, Ti, V, îmbunătățesc proprietățile de bază fie prin mărirea durității materialului sau menținerea proprietăților mecanice la temperaturi mari, fie prin descompunerea cementitei. Cromul mărește duritatea și rezistența la temperaturi înalte, din care cauză scade uzura segmentului. Nichelul favorizează grafitizarea; împreună cu cromul, micșorează uzura segmentului. Cu titan și cupru s-a obținut fonte pentru segmenti cu modul de elasticitate ridicat și rezistență mare la uzură. O varietate de fontă pentru segmenti este fonta modificată ferito-perlitică. Principala calitate a acestei fonte este valoarea ridicată a modului de elasticitate ( $15000 \dots 17000 \text{ daN/mm}^2$ ), ceea ce o face convenabilă pentru segmentii motoarelor de turajie ridicată, expuși vibrației. Fonta modificată ferito-perlitică are însă un conținut ridicat de ferită liberă (pînă la 50%) și creează dificultăți la turnare. O altă varietate de fontă pentru segmenti este fonta cu grafit sferoidal, care are o rezistență la rupere superioară și un modul de elasticitate ridicat. Caracteristicile acestei fonte se apropie de ale oțelului. Microstructura fontei arată că grafitul se prezintă sub formă de sfere (fig. 12.85, b). În tabela 12.18 se arată compoziția chimică și proprietățile mecanice pentru cîteva fonte de segmenti.

La MAC-uri supraalimentate primul segment suportă sarcini termice mari și se rupe frecvent cînd este confecționat din fontă. În asemenea cazuri se înlocuiește cu unul de oțel. Pentru a îmbunătăți comportarea la alunecare, oțelul se grafitizează. S-au realizat segmenti din pulberi sinterizate, prin presare în matriță.

O cale de mărire a durabilității segmentului o constituie protejarea lui cu straturi superficiale metalice. Straturile superficiale sînt de două categorii: unele măresc rezistența la uzură în timpul funcționării, altele îmbunătățesc rodajul (reduc durata de rodare), previn gripajul. Din prima categorie fac parte straturile superficiale dure; din a doua categorie fac parte straturile superficiale moi. Acțiunea acestor straturi rămîne eficientă și o perioadă de timp după rodaj — pînă cînd sînt complet eliminate — deoarece metalul moale se adună în microvăile dintre asperități. Straturile moi care îmbunătățesc condițiile de rodaj se confecționează din Pb, St, Cd. Prin plumbuire, cositorire, cadmiere se asigură o peliculă superficială protectoare de  $5 \dots 10 \mu\text{m}$ . Protecția segmentului la uzură corozivă se asigură uneori prin acoperire cu un strat superficial de fosfor.

Aplicarea pe segment a unor straturi superficiale dure mărește rezistența la uzare. Una dintre realizările spectaculoase în domeniul sporirii durabilității segmentilor o constituie introducerea pe scară largă a cromării poroase, care reduce uzura segmentului de  $2 \dots 5$  ori. Stratul superficial de crom are o duritate mai mare ( $HB=570 \dots 1250$ ) și o temperatură de topire ridicată ( $1500^\circ\text{C}$ , față de  $1100 \dots 1200^\circ\text{C}$  la fonta cenușie). Întrucît uleiul aderă greu la stratul lucios de crom, se asigură stratului superficial o structură poroasă (adîncimea porilor  $3 \dots 5 \mu\text{m}$ ). Pentru segmentii motoarelor se recomandă  $60 \dots 170 \mu\text{m}$ . Cromarea se aplică mai ales primului segment de fontă care lucrează la temperaturi înalte și se uzează cel mai mult. La motoarele de automobil cu turații înalte se poate asocia unui segment cromat un segment de ungere cu efect energetic de raclare, ceea ce reduce consumul de ulei sub  $1,3 \text{ g/kWh}$ . Segmentii cromati avînd o duritate mare se rodeză greu de aceea se acoperă cu un strat moale de Pb sau St ( $10 \dots 20 \mu\text{m}$ ). Segmentul cromat trebuie confecționat cu îngrijire. Încercările pe motor au arătat că între un segment de foc cromat corect și unul de execuție necorespunzătoare, există o diferență de consum de ulei de la  $0,3$  la  $3,0 \text{ g/kWh}$ , adică de  $1$  la  $10$ .

Experiența arată că stratul de crom asigură o protecție de înaltă calitate la toate cele trei tipuri de uzare: adezivă, corozivă și abrazivă. Straturile protectoare dure se aplică și pe oglinda cilindrului; ele dau însă rezultate mai bune cînd se aplică pe segment (tab. 12.19). Duritatea segmentului de foc trebuie să fie mai mare decît a cilindrului; duritatea celorlalți segmenti de

Tabela 12.19

Influența materialului asupra uzurii segmentului și cilindrului

Materialul		Uzura	
Segmentul	Oglinda cilindrului	Segmentul [%]	Oglinda cilindrului [%]
Fo	Fo	100	100
Fo	Cr	50	100
Cr	Fo	11,5	27
Carbură de tungsten	Fo	0,52	39

compresie trebuie să fie inferioară pentru a proteja cilindrul. Cromarea fiind un procedeu scump se aplică rar la ceilalți segmenti de compresie, în schimb se aplică mai des la segmentul de ungere care dezvoltă o presiune  $p_E$  mare.

#### 12.3.4. CALCULUL SEGMENTULUI

Calculul segmentului are următoarele obiective: 1) să stabilească forma segmentului în stare liberă și mărirea rostului astfel încît, prin strîngere pe cilindru, segmentul să dezvolte o repartitie de presiune determinată; 2) să stabilească cele două dimensiuni de bază ale segmentului,  $a$  și  $h$ ; 3) să verifice ca eforturile unitare care apar în segment la deschiderea lui pentru montaj să nu depășească limita admisibilă; 4) să verifice rostul la cald pentru a preveni impactul dintre capete în timpul funcționării.

**Distribuția presiunii radiale** pe periferia segmentului, denumită pe scurt *curba presiunii* se precizează comod într-un sistem de coordonate „polare”: presiune-unghi (fig. 12.86, a). Se alege drept axă de referință axa  $x-x$  care trece prin centrul  $O$  și prin mijlocul rostului de dilatare. Drept secțiune de referință se alege secțiunea situată pe axa  $x-x$ , la partea opusă rostului de dilatare (secțiunea  $AA$ ). Presiunea într-o secțiune oarecare  $\psi$ , dezvoltată de elasticitatea proprie a segmentului este  $p_{E\psi}$ . Variația presiunii radiale a segmentului se exprimă analitic prin intermediul seriilor trigonometrice, din cauza formei complicate a curbei de presiune. Analiza armonică a curbei de presiune

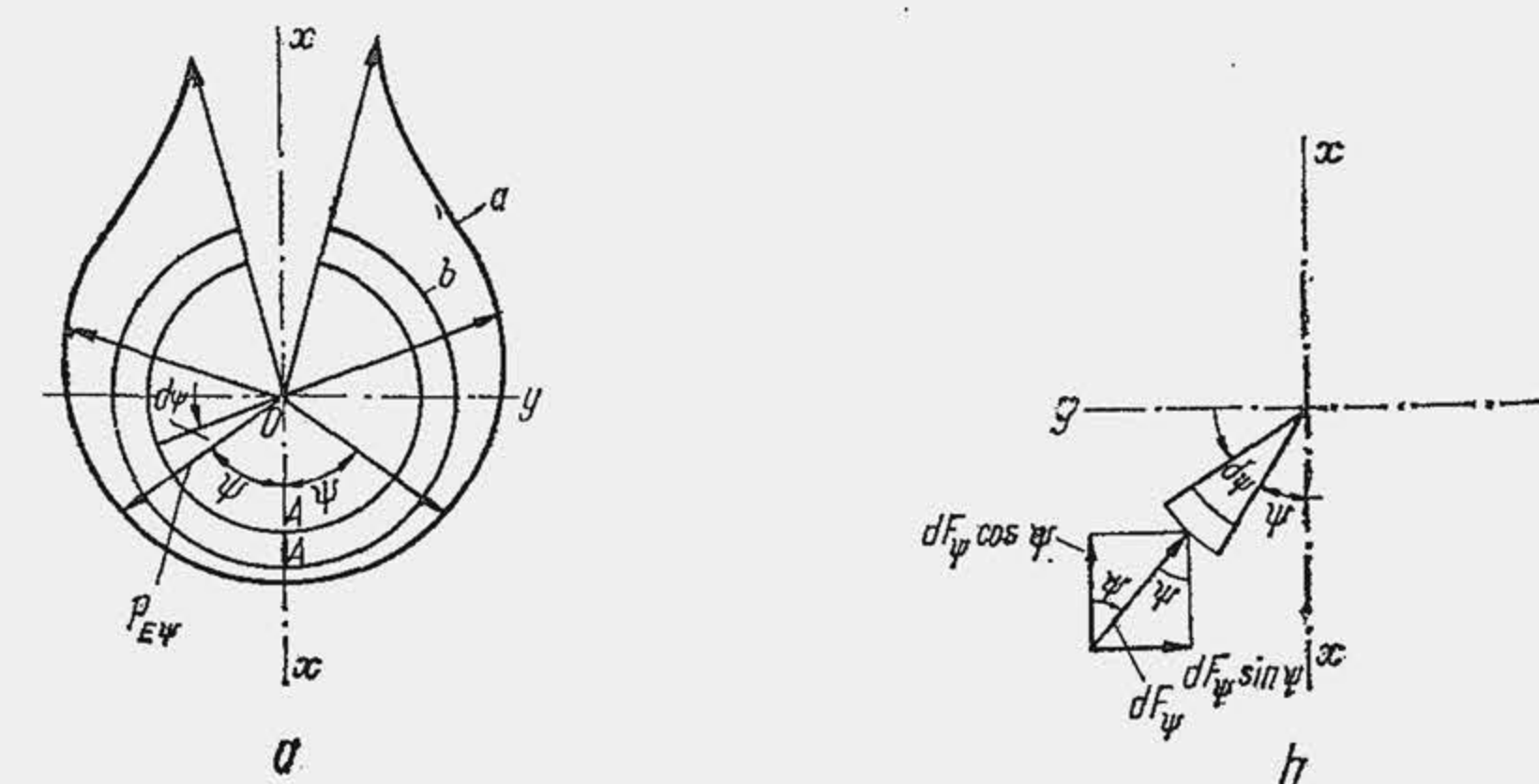


Fig. 12.86. Schemă pentru analiza armonică a curbei de presiune.



este posibilă întrucât curba reprezintă o funcție periodică de perioadă  $2\pi$ , unghiul  $\psi$  variind de la  $-\psi$  la  $+\psi$ . Expresia cea mai generală a unei funcții periodice este

$$p_{E\psi} = p_0 + p_1 \cos \psi + p_2 \cos 2\psi + \dots + a_1 \sin \psi + a_2 \sin 2\psi + \dots$$

Din cauza simetriei curbei de presiune față de axa  $xx$  rezultă evident  $p_{E(+\psi)} = p_{E(-\psi)}$  ceea ce implică anularea funcțiilor sinusoidale, adică  $a_1 = a_2 = \dots = a_n = 0$ . Pentru ca segmentul să fie în echilibru este necesar ca rezultanta forțelor după cele două axe să fie nulă. Condiția  $a_1 = a_2 = \dots = a_n = 0$  anulează rezultanta după axa  $yy$ ; pentru anularea rezultantei după axa  $xx$  se stabilește o condiție suplimentară. Dacă  $d\psi$  este unghiul elementar și  $R d\psi$ , arcul elementar ( $b$ ), rezultă că forța elementară de presiune, dezvoltată pe suprafața elementară  $h \cdot R d\psi$  va fi  $dF_\psi = p_{E\psi} \cdot h \cdot R d\psi$ , astfel încât condiția de echilibru după axa  $xx$  se exprimă astfel

$$\int_0^\pi dF_\psi \cos \psi = \int_0^\pi p_{E\psi} hR \cos \psi d\psi = 0.$$

Substituind pe  $\phi_{E\psi}$  și simplificând prin  $hR$  rezultă

$$p_0 \int_0^\pi \cos \psi \, d\psi + p_1 \int_0^\pi \cos \psi \cos \psi \, d\psi + p_2 \int_0^\pi \cos \psi \cos 2\psi \, d\psi + \dots + p_n \int_0^\pi \cos \psi \cos n\psi \, d\psi = 0.$$

Întrucît

$$\int_0^\pi \cos \psi \, d\psi = 0, \quad \int_0^\pi \cos \psi \cos n \psi \, d\psi = 0, \quad \int_0^\pi \cos^2 \psi \, d\psi = \frac{\pi}{2},$$

te observă că se satisface condiția de echilibru dacă ultima integrală se anulează adică, dacă sermenul în  $\cos \psi$  este nul, deci  $p_1 = 0$ . În acest caz funcția de presiune ia forma

$$p_{E\psi} = p_0 + p_2 \cos 2\psi + p_3 \cos 3\psi + \dots + p_n \cos n\psi. \quad (12.15)$$

Pentru a defini presiunea  $p_0$  se calculează presiunea medie elastică  $p_E$ :

$$p_E = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi p_{E\psi} d\psi = \frac{1}{\pi} \left[ p_0 \int_0^\pi d\psi + p_2 \int_0^\pi \cos 2\psi d\psi + \dots + p_n \int_0^\pi \cos n\psi d\psi \right].$$

Întrucît toate integralele din paranteză cu excepția celei dintîi se anulează, rezultă:

$$p_0 = p_E, \quad (12.16)$$

adică, termenul inițial din seria trigonometrică a presiunii radiale este tocmai presiunea medie pe care o dezvoltă segmentul.

Expresia generală a curbei de presiune (12.15) devine

$$p_{E\psi'} = p_E \left( 1 + \sum_{\nu=2}^{\nu=n} (p_\nu/p_E) \cos \nu\psi \right). \quad (12.17)$$

Pentru curbele de presiune din figurile 12.74 *a*, *b*, *c* și *d* valorile coeficienților  $p_w/p_E$  se arată în tabela 12.20, *a*, iar valoarea presiunii  $p_{E\psi}$  în mai multe secțiuni, în tabela 12.20, *b*. Relația (12.17) fiind convergentă, numărul de

Tabela 12.20

**Valori pentru determinarea distribuției de presiune pe periferia segmentului**

2) Valorile coeficientilor din relația 12.17 pentru repartițiile de presiune radială din figura 12.74

[illegible]

b) Valorile presiunii dezvoltate de segment pe periferia cilindrului

Curba presiunii	$\psi$						
	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
Fig. 12.74, $a^*$	1,051	1,047	1,137	0,896	0,454	0,670	2,861
Fig. 12.74, $b$	0,933	1,000	1,218	1,160	0,416	0,286	4,035
Fig. 12.74, $c$	1,24	1,08	0,94	0,91	0,72	0,72	0,84
Fig. 12.74, $d$	1,25	1,51	1,21	0,725	0,762	1,51	2,00

\* Distribuția radială a presiunii pentru segmentii de compresie ai motoarelor SR 211 și D-103.



armonici se oprea mai demult la  $n = 10 \dots 12$ . Recent, [2], s-a dezvoltat o curbă simplă, de presiune cu  $n=2$  (fig. 12.74, d), care corespunde punctului de vedere actual, că distribuția de presiune trebuie să reprezinte o variație lină (a se compara curbele b și d din fig. 12.74). Ea se caracterizează prin raportul

$$\pi_s = p_{Emax}/p_E \leq 2,25; \quad (12.18)$$

alegându-se  $\pi_s = 1,6$  s-a definit următoarea expresie

$$p_{E\psi} = p_E(1 + 0,42 \cos 2\psi - 0,18 \cos 3\psi), \quad (12.19)$$

pentru curba de presiune.

**Momentul încovoietor într-o secțiune.** Presiunea  $p_{E\psi}$  exercitată de cilindru asupra segmentului este preluată de tensiunile interioare care mențin segmentul în stare de echilibru; ca urmare, fiecare secțiune a segmentului este solicitată de un moment încovoietor care se determină astfel. Forța elementară într-o secțiune  $\varphi$  (fig. 12.87, a) în fibra medie a segmentului (indicele  $m$ ) are expresia

$$dF_{m\varphi} = (p_{E\varphi})_m h R_m d\varphi; \quad (12.20)$$

întrucât forța din fibra exterioară  $dF_\varphi = p_{E\varphi} h R d\varphi$ , unde  $R=D/2$ , trebuie să fie egală cu prima rezultă:

$$(p_{E\varphi})_m = p_{E\varphi} R/R_m. \quad (12.21)$$

Momentul elementar produs într-o secțiune  $\psi$  de forța elementară  $dF_{m\varphi}$  este  $dM_\psi = \overline{NH} dF_{m\varphi}$ , unde segmentul  $\overline{NH}$  este distanța de la forța  $dF_{m\varphi}$  la punctul  $N$  din secțiunea considerată; întrucât  $\overline{NH} = R_m \sin(\varphi - \psi)$ , cu relația (12.20) rezultă

$$dM_\psi = (R/R_m) h p_{E\varphi} R_m^2 \sin(\varphi - \psi) d\varphi. \quad (12.22)$$

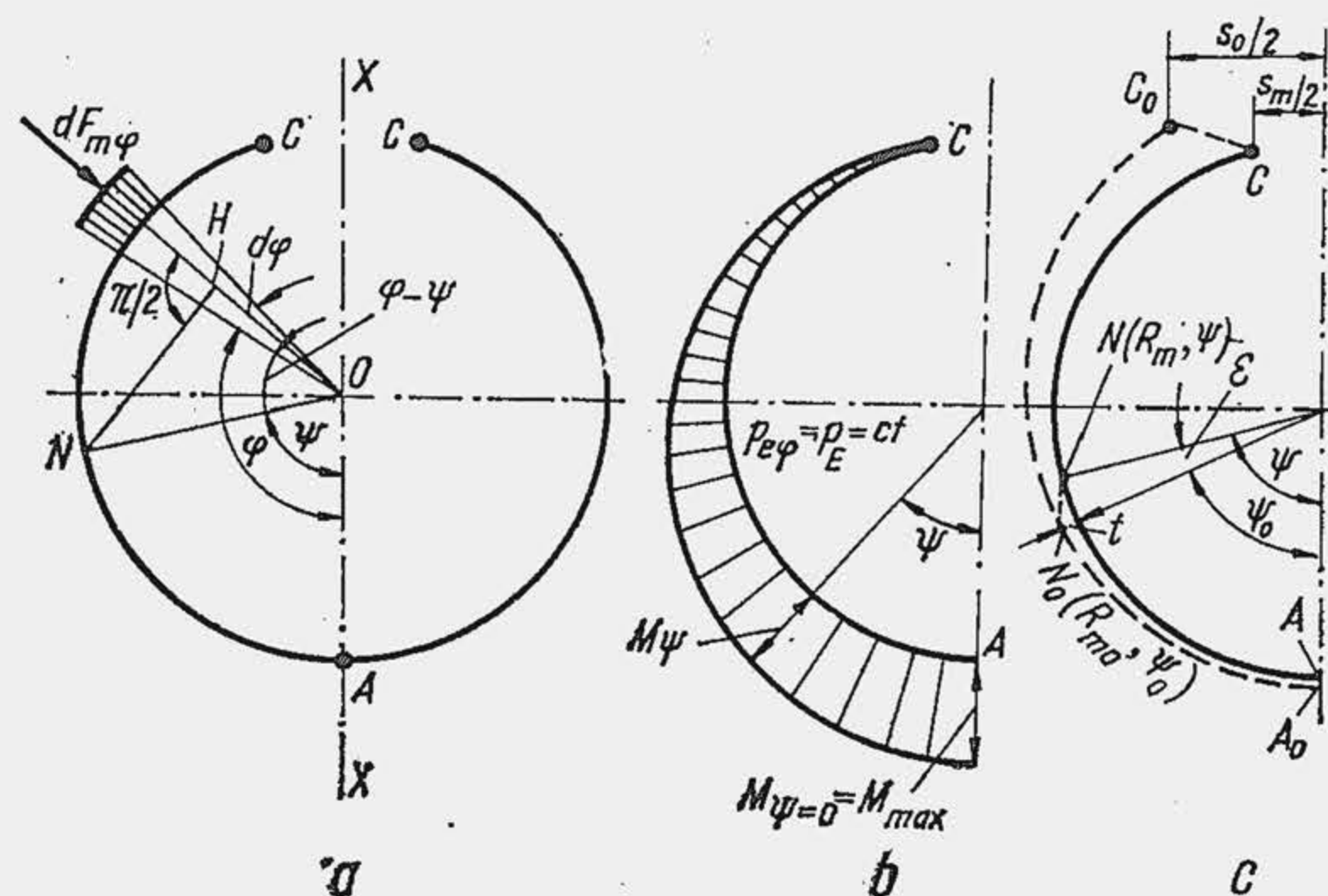


Fig. 12.87. Scheme pentru calculul momentului încovoietor și al formei libere a segmentului.

Se definește următorul parametru constructiv al segmentului

$$c = h R/R_m = h D/D_m = h D/(D-a) = h(D/a)/[(D/a)-1], \quad (12.23)$$

iar momentul produs în secțiunea  $\psi$  de suma tuturor forțelor din dreapta secțiunii va fi:

$$M_\psi = c R_m^2 \int_{\varphi=\psi}^{\varphi=\pi} p_{E\varphi} \sin(\varphi - \psi) d\varphi. \quad (12.24)$$

Dacă se consideră segmentul de presiune constantă  $p_{E\psi} = p_E$  rezultă

$$M_\psi = c R_m^2 p_E (1 + \cos \psi), \quad (12.25)$$

expresie care arată că momentul este maxim în secțiunea  $A$ , opusă rostului ( $\psi = 0$ ) și se anulează la capete (fig. 12.87, b). Valoarea maximă a momentului este

$$M_{max} = 2 c R_m^2 p_E \quad (12.26)$$

Pentru curba simplă (rel. 12.19) se obține

$$M_\psi = c R_m^2 p_E (1 + \cos \psi - 0,1625 \cos \psi - 0,14 \cos 2\psi + 0,022 \cos 3\psi), \quad (12.27)$$

iar, pentru cazul general (rel. 12.17) rezultă

$$M_\psi = c R_m^2 p_E \left[ 1 + \cos \psi + \sum_{v=2}^{v=n} \frac{(-1)^{v+1}}{v^2-1} \frac{p_v}{p_E} \cos \psi - \sum_{v=2}^{v=n} \frac{1}{v^2-1} \frac{p_v}{p_E} \cos v\psi \right] \quad (12.28)$$

Se observă că expresia (12.28) se reduce la expresia (12.25) pentru  $p_{E\psi} = ct$ , deoarece toți coeficienții  $p_2 \dots p_n$  sînt nuli. Întrucât pentru o curbă de presiune dată, prima sumă din expresia (12.28) rămîne invariabilă, se introduce notația

$$g = - \sum_{v=2}^{v=n} \frac{(-1)^{v+1}}{v^2-1} \frac{p_v}{p_E}, \quad (12.29)$$

care, pentru segmentul de presiune constantă se anulează iar pentru segmentul de presiune variabilă ia valori în funcție de curba de presiune (v. tab. 12.22).

Relația (12.26) stă la baza metodelor tehnice de control al segmentului. Dacă se substituie  $c$  din relația (12.23) și se admite că  $R_m \simeq R$  rezultă  $M_{max} = 2 h R^2 p_E = (h \cdot 2R) p_E \cdot R$ , unde  $p_E \cdot h D = F_E$ , reprezintă forța elastică de strângere a segmentului pentru a produce momentul maxim. Forța  $F_E$  se determină la montaj. Pe un dispozitiv simplu se strînge segmentul cu banda 1 (fig. 12.88) și se măsoară forța  $F$  necesară pentru a apropia capetele la distanța  $s_m$  — rostul de montaj. Efectul forței  $F$  este echivalent cu cel produs de două forțe tangențiale de strângere  $F_t$ , aplicate la capetele segmentului, astfel că  $F = 2F_t = F_E = p_E h D$  sau

$$p_E = F_t/h R = 2F_t/h D. \quad (12.30)$$

Forța  $F_t$  reprezintă o mărime de control al calității segmentului în fabricație și exploatare; cu ajutorul ei se determină presi-

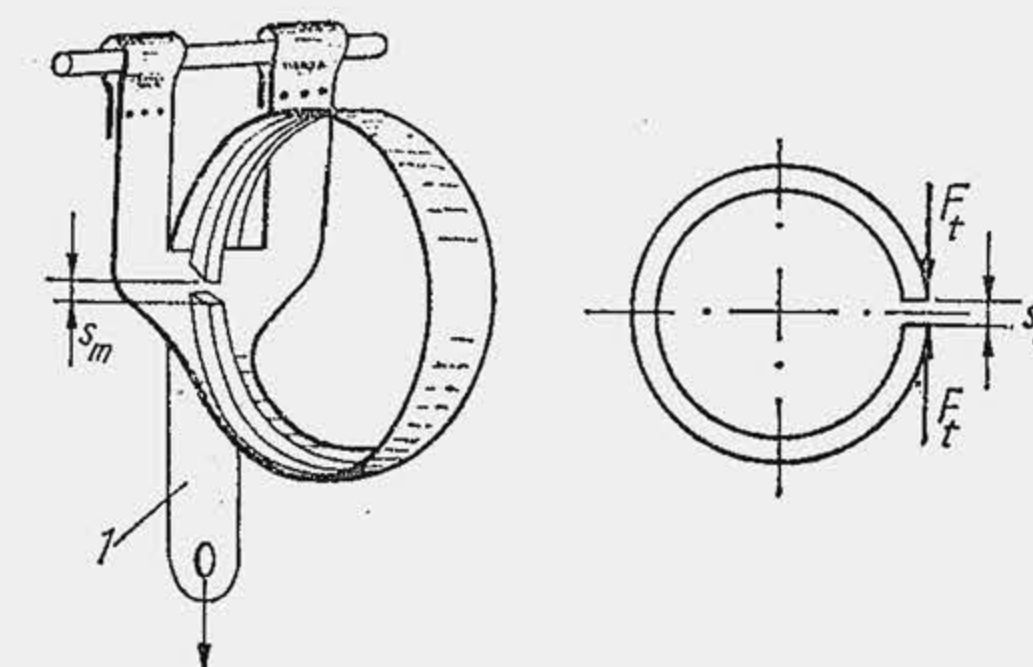


Fig. 12.88. Determinarea forței tangențiale de strângere a segmentului.



unea medie elastică. Pentru un segment drept de compresie, al unui MAS de turism, cu alezajul  $D = 80$  mm se măsoară  $F = 2,84$  daN, astfel că  $F_t = 1,42$  daN; cu  $h = 2$  mm, rezultă  $p_E = 2 \cdot 1,42 / 0,2 \cdot 8 = 1,77$  daN/cm<sup>2</sup>. Pentru segmentul unui MAS cu  $D = 60$  mm se admite  $F_t = 0,75$  daN; prin cromarea segmentului s-a mărit forța  $F_t$  la  $1,5 \dots 2$  daN, ceea ce înseamnă (pentru  $h = 2$  mm) o creștere a presiunii  $p_E$  de la  $1,25$  la  $2,5 \dots 3,35$  daN/cm<sup>2</sup>. Pentru un segment de ungere cu degajare centrală (v. fig. 12.81,  $h$ ) se recomandă  $F_t = 2,1$  daN. Cu  $h = 5$  mm rezultă  $p_E = 2 \cdot 2,1 / 0,5 \cdot 8 = 1,05$  daN/cm<sup>2</sup>. Din cauza degajării, înălțimea de reazem se reduce la  $h' = 1,8$  mm iar din condiția de echilibru  $F_E = p_E h D = p'_E h' D$  rezultă  $p'_E = 1,05 \cdot 5 / 1,8 = 2,9$  daN/cm<sup>2</sup>.

**Forma liberă a segmentului** se stabilește pe baza observației că punctul  $N$  din fibra medie în stare montată, de coordonate  $R_m, \psi$  se deplasează în poziția  $N_0$ , de coordonate  $R_{m0}, \psi_0$  (v. fig. 12.87,  $c$ ). Deplasarea relativă a punctului  $N_0$  față de  $N$  se compune din deplasarea radială  $t$  și deplasarea unghiulară  $\epsilon$  definite prin relațiile:

$$t = R_{m0} - R_m(a); \epsilon = \psi - \psi_0(b). \quad (12.31)$$

Ecuatia diferențială a deplasării radiale are expresia

$$t + \frac{d^2 t}{d\psi^2} = \frac{R_m^2 M_\psi}{EI}, \quad (12.32)$$

membrul drept fiind pozitiv, deoarece, față de problema clasică (se aplică un moment care deformează bara de la formă cilindrică la o formă oarecare), aici, problema e inversată — se aplică un moment care aduce bara de la o formă oarecare la forma cilindrică. Ecuatia diferențială (12.32) se completează cu ecuația diferențială a deplasărilor unghiulare, care se stabilește în ipoteza că lungimea fibrei medii a segmentului este aceeași în stare liberă și în stare montată, adică lungimile elementare sînt egale înainte și după deformare:  $R_{m0} d\psi_0 = R_m d\psi$ . Cu notațiile din figura (12.87,  $c$ ) rezultă  $(R_m + t) \cdot d(\psi - \epsilon) = R_m d\psi$ ; se neglijează infiniții mici de ordinul II și, după reducerea termenilor asemenea se obține

$$d\epsilon = \frac{t}{R_m} d\psi. \quad (12.33)$$

Se rezolvă ecuațiile diferențiale (12.32) și (12.33) în cazul particular al segmentului de presiune constantă. Se substituie relația (12.25) în (12.32) și se obține

$$t + d^2 t / d\psi^2 = B(1 + \cos\psi) R_m, \quad (12.34)$$

unde  $B$  este un parametru fundamental al segmentului, care rezultă, prin identificare, ținînd seama de relația (12.23)

$$B = c R_m^3 p_E / EI. \quad (12.35)$$

Ecuatia omogenă  $t + d^2 t / d\psi^2 = 0$  are soluția  $t^0 = C_1 \cos\psi + C_2 \sin\psi$ . Pentru ecuația neomogenă (12.34) se caută o soluție de forma  $t^* = R_m B (1 + b\psi \sin\psi)$ , care, substituind în (12.34) dă  $b = 0,5$ . Soluția generală a ecuației (12.34) va fi  $t = t^0 + t^*$ , adică

$$t = C_1 \cos\psi + C_2 \sin\psi + R_m B (1 + 0,5 \psi \sin\psi). \quad (12.36)$$

Constantele  $C_1$  și  $C_2$  se determină din condițiile la limită pentru segmentul montat. Secțiunea  $AA$  fiind pe axa de simetrie nu poate efectua deplasări

unghiulare. Deci, pentru  $\psi = 0$ ,  $dt/d\psi = 0$ , de unde  $C_2 = 0$ . După J. Prescott constanta  $C_1$  se determină în ipoteza că deplasarea radială a segmentului după axa  $xx$  trebuie să fie aceeași la cele două extremități, adică  $t_{\psi=0} = t_{\psi=\pi}$ , ceea ce produce  $C_1 = 0$ . Soluția generală a ecuației (12.32) devine

$$t = R_m B (1 + 0,5 \psi \sin\psi), \quad (12.37)$$

care, substituind în (12.33), după integrare dă

$$\epsilon = B(\psi + 0,5 \sin\psi - 0,5 \psi \cos\psi). \quad (12.38)$$

Pentru segmentul de presiune variabilă se substituie în relația (12.32), momentul  $M_\psi$  din (12.28) și se obțin relațiile generale din tabela 12.21. Se calculează rostul la capete  $s_0$ , pentru segmentul în stare liberă. Deplasarea

Tabela 12.21

Expresiile deplasării radiale și unghiulare ale segmentului de presiune variabilă

Natura deplasării	Expresia generală
$t$	$RB \left[ 1 + \frac{1-g}{2} \psi \sin\psi + \sum_{v=2}^{v=n} \frac{1}{(v^2-1)^2} \frac{p_v}{p_E} \cos v\psi - \sum_{v=3}^{v=n} \frac{1}{(v^2-1)^2} \frac{p_v}{p_E} \cos\psi \right]_{v=3,5,7,9,11} \quad (1)$
$\epsilon$	$B \left[ \psi - \frac{1-g}{2} \psi \cos\psi + \frac{1-g}{2} \sin\psi + \sum_{v=2}^{v=n} \frac{1}{v(v^2-1)^2} \frac{p_v}{p_E} \sin v\psi - \sum_{v=3}^{v=n} \frac{1}{(v^2-1)^2} \frac{p_v}{p_E} \sin\psi \right]_{v=3,5,7,9,11} \quad (2)$

unghiulară a capetelor  $\epsilon_\pi$ , în stare liberă se obține pentru  $\psi = \pi$  din (12.38) sau relația (2), din tab. (12.21):  $\epsilon_\pi = \pi(3-g)B/2$ . Distanța dintre capete, măsurată pe fibra medie în stare liberă, va fi  $s_0 = 2R_{m0}\epsilon_\pi$ ; deoarece  $R_{m0} = R_m + t_\pi$ , neglijînd  $t_\pi$  față de  $R_m$  rezultă

$$s_0 = \pi(3-g)R_m B. \quad (12.39)$$

Întrucît  $s_0$  este o mărime importantă, constructivă și tehnologică (se determină la execuție prin tăiere), ultima relație se transcrie, după explicitarea lui  $B$ , sub forma

$$cR_m^4 p_E / EI = s_0 / \pi(3-g). \quad (12.40)$$

Pentru segmentii de presiune variabilă din figura 12.74 se determină deplasările radială și unghiulară substituind în relațiile lui  $t$  și  $\epsilon$  din tabela 12.21 coeficienții  $p_v/p_E$  din tabela 12.20. Coordonatele  $t$  și  $\epsilon$  fiind cunoscute se trasează forma liberă a segmentului cu relațiile

$$R_{m\psi} = R_m + t \quad (12.41); \quad \psi_0 = \psi - \epsilon. \quad (12.42)$$



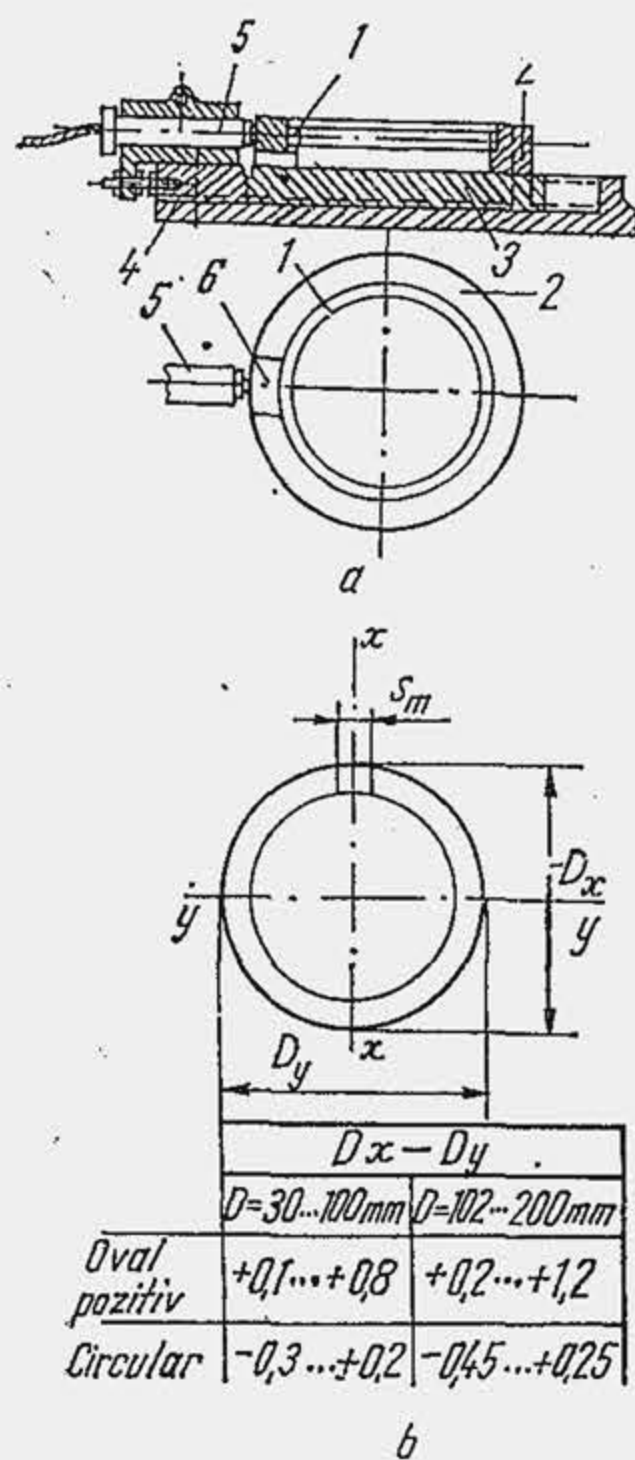


Fig. 12.89. Dispozitiv pentru determinarea presiunii radiale a segmentului (a) și toleranțe pentru segment (b).

Segmentul oval se supune controlului tehnic de verificare a curbei de presiune. În acest scop segmentul 1 se introduce în inelul cilindric 2, fixat pe sania 3, deplasabilă în raport cu suportul 4 pe care se fixează receptorul piezoelectric de presiune 5 (fig. 12.89, a). Receptorul pătrunde în locașul 6 din inelul cilindric și se sprijină pe suprafața laterală a segmentului; apăsarea segmentului pe traductorul de cuarț este înregistrată pe un osciloscop. Prin rotirea segmentului se determină valoarea presiunii pe toată periferia. Un control simplu dar curent se realizează prin strângerea segmentului cu banda elastică pînă la rostul de montaj și măsurarea diferenței dintre diametrul  $D_x(b)$ , măsurat pe axa  $x$ , care trece prin rostul de dilatare și diametrul  $D_y$  perpendicular pe axă. La segmentii nerotunzi, diferența trebuie să fie întotdeauna pozitivă.

**Grosimea radială a segmentului.** Dimensiunile secțiunii transversale a segmentului  $a, h$  se obțin din formula lui Navier:  $\sigma = M/W$ ,  $W$  fiind modulul de rezistență al secțiunii. Pentru determinarea eforturilor unitare maxime care apar în timpul funcționării,  $\sigma_{f \max}$ , se calculează momentul maxim din relația (12.28) cu condiția  $\psi = 0$ . Se exprimă relația (12.28) sub forma  $M_\psi = c R_m^2 p_E K_\psi$ , unde  $K_\psi$  reprezintă paranteza dreaptă. Se observă că pentru  $\psi = 0$ ,  $K_{(\psi=0)} = K_M$ , adică o constantă care depinde de forma curbei de presiune ( $p_\psi/p_E$ ), astfel încît

$$M_{\max} = c R_m^2 p_E K_M, \quad (12.43)$$

$K_M$  fiind precizat în tabela (12.22). Substituind în relația (12.43) presiunea  $p_E$ , obținută din (12.40) rezultă

$$M_{\max} = K_M s_0 EI / \pi (3-g) R_m^2. \quad (12.44)$$

Întrucît momentul de inerție al secțiunii este  $I = Wa/2$  efortul unitar maxim devine

$$\sigma_{f \max} = K_M E s_0 a / 2\pi (3-g) R_m^2. \quad (12.45)$$

Tabela 12.22

Valorile coeficienților  $g$  și  $K_M$

Forma curbei	Curba $p_E = ct$	Curba din figura 12.74, a	Curba din figura 12.74, b	Curba din figura 12.74, c	Curba din figura 12.74, d
Coeficientul					
$g$	0	0,196	0,209	0,149	0,1625
$K_M$	2	1,742	1,771	1,779	1,800

Prin definiție

$$R_m = (D/2) - (a/2) = (a/2)[(D/a) - 1] \quad (12.46)$$

și ca urmare se obține expresia finală

$$\sigma_{f \max} = \frac{2K_M}{\pi(3-g)} \cdot \frac{E(s_0/a)}{[(D/a) - 1]^2}, \quad (12.47)$$

unde, primul raport depinde de curba de presiune, iar al doilea de elasticitatea materialului și particularitățile constructive ale segmentului. Pentru segmentul de presiune constantă,  $K_M = 2$ ,  $g = 0$ ; cu aceste valori se regăsește relația cunoscută

$$\sigma_{f \max} = 0,424 E(s_0/a) / [(D/a) - 1]^2. \quad (12.47^*)$$

Relația (12.47) permite verificarea lui  $\sigma_{f \max}$  la montaj, prin măsurarea lui  $s_0$ . În practică s-a dezvoltat o altă cale: dacă se ține seama de relațiile (12.39) și (12.46), din relația (12.45) rezultă

$$\sigma_{f \max} = K_M a E B / (D - a), \quad (12.48)$$

iar  $B$  se determină experimental, măsurînd forța  $F_t$ . În adevăr, substituind pe  $p_E = F_t / h R$  din relația (12.30) în (12.35), cu relația (12.23) rezultă

$$B = F_t R_m^2 / EI, \quad (12.49)$$

ceea ce permite să se verifice  $\sigma_{f \max}$  la montaj, pe baza forței  $F_t$ .

Relația (12.47) explică o particularitate importantă a segmentului și anume: efortul unitar de încovoiere nu depinde de înălțimea segmentului.

Pentru determinarea grosimii radiale se ține seama că la proiectare este rațional să se impună presiunea medie elastică  $p_E$ , în raport cu condițiile de funcționare a segmentului. Din relația (12.40) rezultă  $p_E$ , ținînd seama că momentul de inerție este  $I = h a^3 / 12$ ; astfel  $p_E = h a^3 s_0 E / 12 \pi (3-g) c R_m^4$  sau, substituind pe  $c$  din (12.23) și pe  $R_m$  din (12.46) rezultă, după simplificări

$$p_E = \frac{0,424 E(s_0/a)}{(3-g) \frac{D}{a} \left( \frac{D}{a} - 1 \right)^3}. \quad (12.50)$$

Relația (12.50) pune în evidență o a doua particularitate importantă a segmentului: presiunea medie elastică  $p_E$  nu depinde de înălțimea segmentului. Întrucît  $h$  nu afectează nici pe  $\sigma_{f \max}$ , rezultă că valoarea lui trebuie determinată din alte considerente și anume: 1) din condiția de evacuare a căldurii din piston; 2) din condiția de a limita pulsația și vibrația radială a segmentului.

Grosimea radială a segmentului se determină împărțind relațiile (12.47) și (12.50). În prealabil se introduce în relație rezistența admisibilă  $\sigma_a$ , adică  $\sigma_{f \max} = \sigma_a$ . Prin urmare  $\sigma_a / p_E = 1,50 K_M (D/a) [(D/a) - 1]$ , de unde  $D/a = 0,5(1 + \sqrt{1 + 2,66 \sigma_a / K_M p_E})$ . Neglijînd unitatea de sub radical și din fața radicalului se obține

$$\frac{D}{a} = 0,816 \sqrt{\sigma_a / K_M p_E}, \quad (12.51)$$

dar, pentru  $K_M = 2$  se obține relația clasică pentru dimensionarea segmentului de presiune constantă

$$D/a = 0,58 \sqrt{\sigma_a / p_E}. \quad (12.51)$$

Raportul  $D/a$  reprezintă un factor constructiv de bază al segmentului (standarde și norme interne, definesc segmentul prin raportul  $D/a$ ). Se amintește



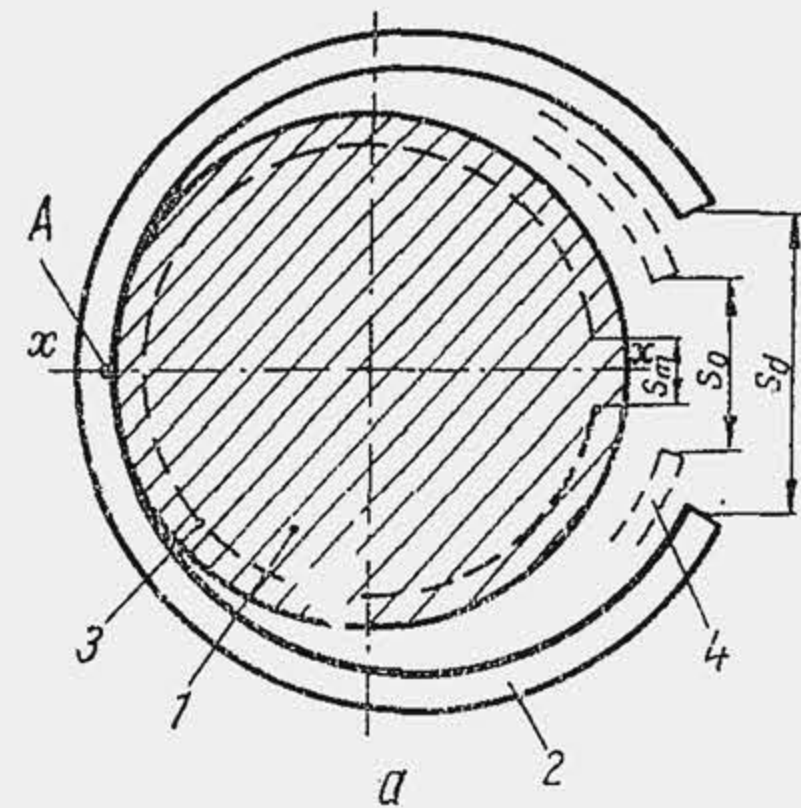
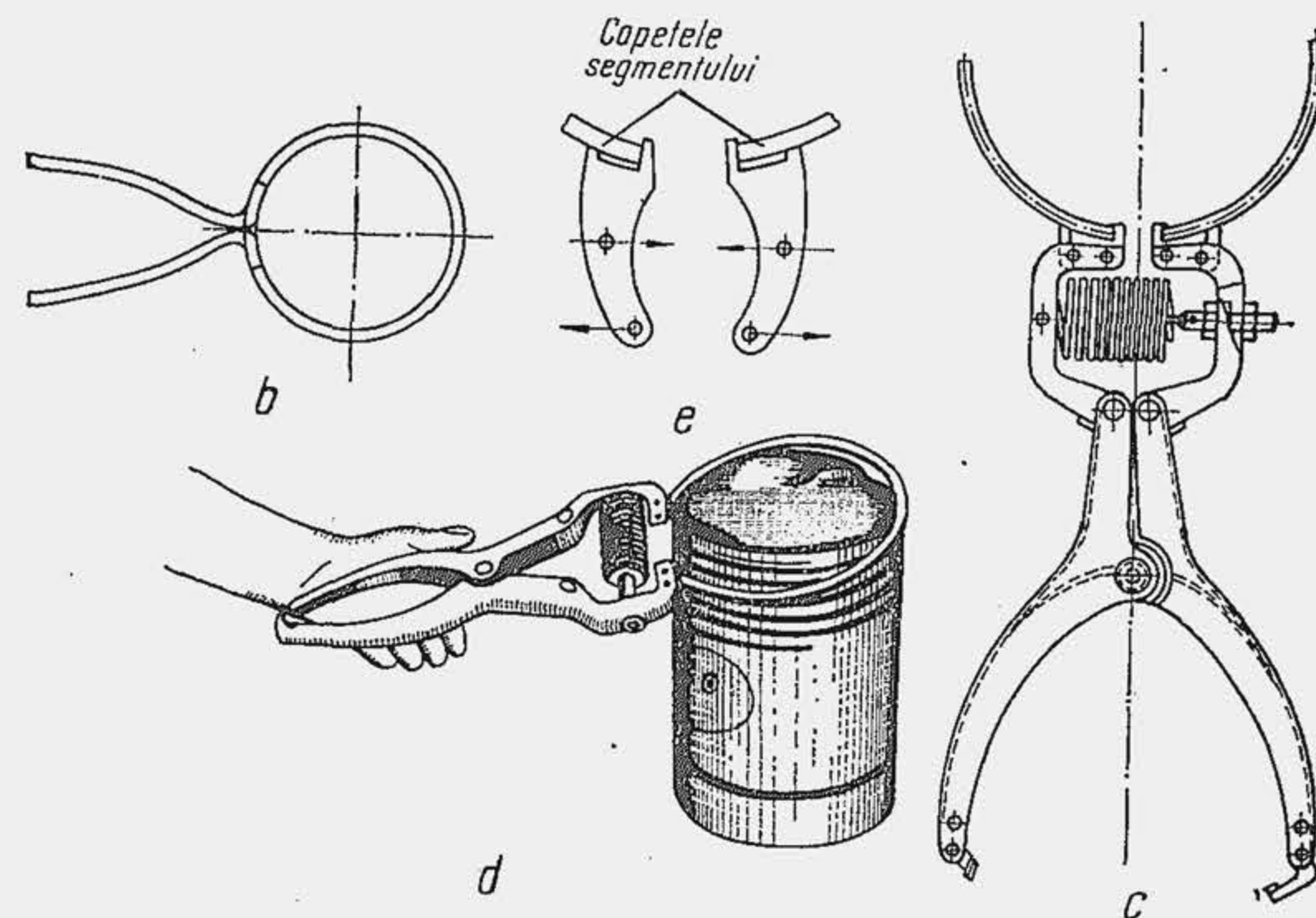


Fig. 12.90. Soluții de desfacere a segmentului la montaj.



că  $D/a$ , a apărut ca parametru și în relația (12.14) care definește frecvența proprie a segmentului. Pentru  $\sigma_a = 2380 \text{ daN/cm}^2$ , și  $p_E = 2 \text{ daN/cm}^2$  rezultă  $D/a = 20$ . Din relația (12.47) se calculează  $s_0$ .

**Verificarea segmentului la montaj.** La montaj segmentul se desface prin îndepărtarea capetelor pînă la distanța  $s_a$ , atît cît este necesar pentru a îmbrăca pistonul (fig. 12.90, a). Ca urmare, în secțiunea opusă capetelor apar eforturi unitare care depind de gradul de desfacere (rostul  $s_a$ ) și de procedeul de desfacere. Procedeul clasic de desfacere constă din îndepărtarea capetelor cu ajutorul unui clește simplu care îmbracă segmentul și aplică o forță  $F_a$  normală pe secțiunea capătului (b).

Un procedeu de montaj mai eficient a fost elaborat de B. I. Ghințburg: cleștele, de construcție specială (c și d) aplică la capetele segmentului un moment încovoiător (e). În afara celor două soluții menționate pot fi imaginat și alte scheme de aplicare a forței de desfacere, ilustrate în figura (12.91); calculele arată că

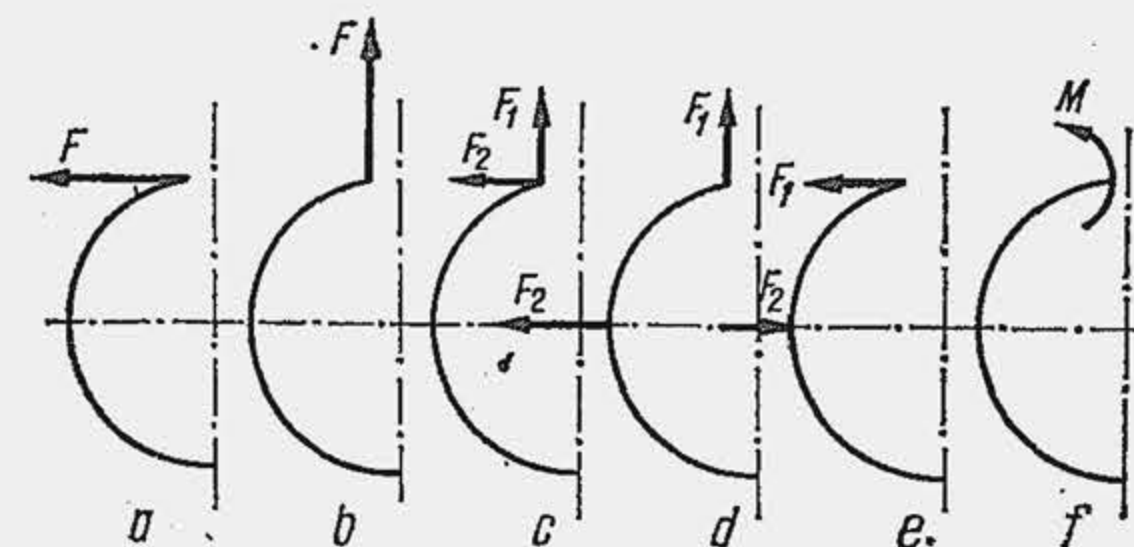


Fig. 12.91. Scheme de aplicare a forței la desfacerea segmentului.

prin aplicarea unui moment la capete (f), se dezvoltă eforturi unitare maxime de două ori mai mici decît cele produse de procedeul clasic (a). Întrucît la desfacere, efortul unitar de încovoiere poate depăși rezistența admisibilă este necesar să se compare valoarea lui cu  $\sigma_a$ .

Pentru ca segmentul să treacă pe piston trebuie să devină tangent la piston în capătul opus rostului (punctul A, fig. 12.90, a). În această ipoteză se calculează deformăția fibrei medii după axa  $xx$ , a segmentului desfăcut. Se determină apoi momentul de desfacere maxim, în secțiunea opusă rostului, în funcție de schema de încărcare a segmentului (fig. 12.91), se aplică ecuația lui Navier și se obține

$$\sigma_{a \max} = \frac{4E [1 - (s_0/a)/\pi(3-g)]}{m [(D/a) - 1]^2}, \quad (12.52)$$

unde  $m = 1$  pentru schema (a) și  $m = 2$  pentru schema (f). Condiția de verificare este  $\sigma_{a \max} < \sigma_a$ .

**Verificarea segmentului la dilatare.** Rostul la cald  $s_c$  se limitează deoarece la valori mari etanșarea este nesatisfăcătoare iar la valori mici apare pericolul de impact. Ca urmare, se determină valoarea rostului la montaj  $s_m$ , care asigură rostul la cald propus. Dacă, pe de o parte, lungimea segmentului la rece este  $(\pi D - s_m)$ , iar la cald  $(\pi D - s_m) [1 + \alpha_s(t_s - t_0)]$ ; dacă, pe de altă parte, perimetrul cilindrului la cald este  $\pi D [1 + \alpha_c(t_c - t_0)]$ , rezultă

$$(\pi D - s_m) [1 + \alpha_s(t_s - t_0)] + s_c = \pi D [1 + \alpha_c(t_c - t_0)],$$

$$s_m = \frac{\pi D [\alpha_s(t_s - t_0) - \alpha_c(t_c - t_0)] + s_c}{1 + \alpha_s(t_s - t_0)}. \quad (12.53)$$

Coeficienții de dilatare ai materialului de segment ( $\alpha_s$ ) și cilindru ( $\alpha_c$ ), au de obicei aceleași valori, cele două organe fiind confecționate din fontă  $\alpha = (10 \dots 12) \cdot 10^{-6}$ . Pentru calcul, se admite,  $t_s - t_0 \approx 130 \dots 180^\circ\text{C}$ . Rostul la cald se stabilește în funcție de alezaj și tipul motorului. Se admite  $s_c = (0,0015 \dots 0,003)D$  pentru motoare răcite cu apă și  $s_c = (0,0025 \dots 0,004)D$  pentru motoare răcite cu aer. Rostul de montaj variază după norme DIN între 0,2... 0,7 mm, valoarea inferioară pentru alezajul  $D = 50 \text{ mm}$ , cea superioară pentru  $D = 200 \text{ mm}$ .

**Jocurile segmentului în canal.** Jocurile axiale ale segmentului trebuie să fie cît mai mici pentru a reduce scăpările de gaze (fig. 12.92, a), dar ele nu pot fi micșorate sub o anumită limită deoarece apare pericolul de blocare. Jocurile axiale la MAS variază între 0,02... 0,05 mm; jocuri mai mari la primul segment. La MAC, jocurile axiale sînt mai mari: 0,03... 0,13 mm; valori mai mari la segmentul de foc (0,1 mm), valori mici la segmentul de ungere (0,03 mm). La motorul răcit cu aer jocul se mărește cu 0,02... 0,03 mm la primul segment (0,13 mm).

Jocurile radiale nu pot nici ele să se reducă sub o anumită limită, deoarece, în acest caz nu permit gazelor să ajungă în spatele segmentului și să acționeze în jurul  $p_{mi}$ . Totodată ele trebuie să asigure securitatea segmentului față de tendința de dilatare a pistonului. Jocurile radiale sînt mai mari decît cele axiale (fig. 12.92, b).

**Principii de calcul al segmentului.** Calculul segmentului trebuie să conducă la soluții care satisfac mai multe cerințe de bază: eficiența la etanșare, preț de fabricație redus, durabilitate, siguranță în funcționare.



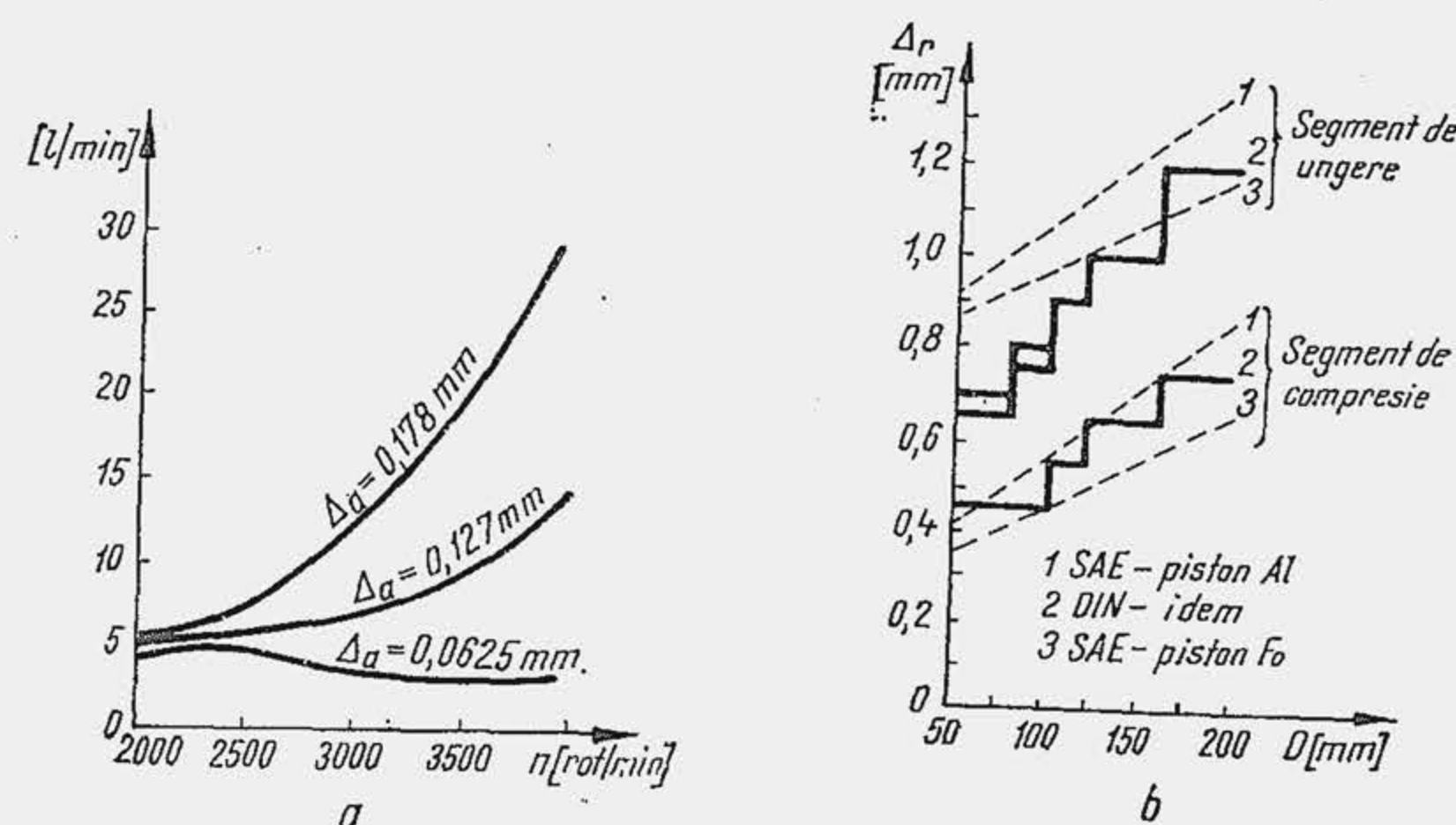


Fig. 12.92. Jocuri de montaj axiale și radiale.

La declanșarea unui calcul de segment, proiectantul pornește de la câteva date fundamentale. Astfel, presiunea medie elastică se determină din considerente majore, de aceea se alege deliberat în raport cu particularitățile funcționale și constructive ale motorului. Pentru realizarea unei etanșări eficiente,  $p_E$  se stabilește în corelație cu presiunea radială a gazelor care participă activ la aplicarea segmentelor pe cilindru. La motoarele rapide, presiunea radială a gazelor are valori mult mai mici, ceea ce obligă la sporirea lui  $p_E$ . La motoarele de autovehicule cu turații foarte mari, din cauza vibrației, presiunea  $p_E$  are valori cu atât mai mari cu cât turația este mai mare (fig. 12.93, a). O valoare ridicată a presiunii  $p_E$  împiedică de asemenea pulsația segmentului — datorită forțelor mari de frecare — și mărește coeficientul de transfer de căldură prin contact, de la segment la cilindru. Cu toate acestea trebuie manifestată

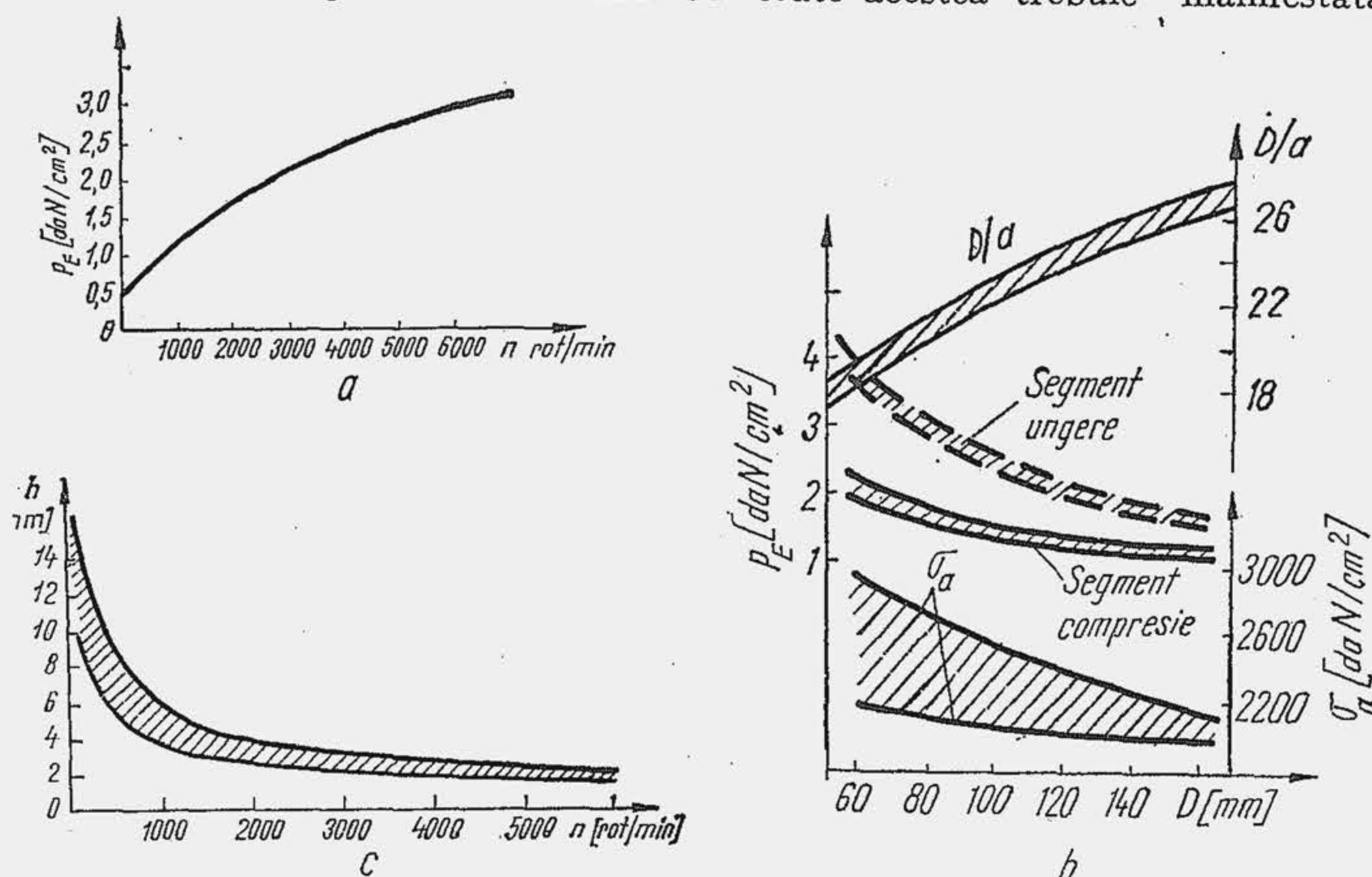


Fig. 12.93. Mărimi caracteristice pentru calculul de proiectare al segmentului.

rezervă pentru valori prea ridicate ale presiunii  $p_E$  deoarece ele provoacă uzuri însemnate. Valori superioare pentru  $p_E$  se întâlnesc la motoarele de alezaj mic, de obicei puternic turate (b).

Un al doilea parametru fundamental pe care proiectantul trebuie să-l precizeze inițial este calitatea materialului, exprimată prin două constante fizice: rezistența admisibilă la încovoiere  $\sigma_a$  și modulul de elasticitate  $E$ . Standardele prevăd în general utilizarea unor materiale de calitate superioară la motoarele cu alezaje mici. Relația (12.51) arată că pentru un segment dat ( $D/a = \text{const.}$ ) dacă se cere o valoare ridicată a lui  $p_E$  este necesar să se sporească  $\sigma_a$  (b); relația (12.50) arată că pentru același segment,  $p_E$  poate fi sporit numai utilizând materiale cu  $E$  mai mare. În ceea ce privește raportul  $D/a$  se recomandă reducerea raportului  $D/a$  cu alezajul (b), dar creșterea lui până la 40%, la motorul supraalimentat.

Este rațional ca grosimea radială să aibă valori reduse pentru a micșora masa segmentului, ceea ce conduce la valori mari ale raportului  $D/a$ . Dacă nu se pot utiliza materiale cu calități elastice superioare, relația (12.50) arată că se pot realiza segmente care dezvoltă o presiune  $p_E$  mare numai cu rapoarte  $D/a$  reduse ceea ce explică reducerea raportului  $D/a$  cu alezajul. În asemenea cazuri se obțin avantaje suplimentare pentru răcirea pistonului și îndepărtarea pericolului de vibrație radială. Mărirea grosimii radiale a segmentului ( $a = 1,4 \dots 7$  mm, valorile superioare la MAC) conduce însă la creșterea eforturilor unitare în secțiune (rel. 12.47), ceea ce impune folosirea unor materiale cu  $\sigma_a$  mai mare.

Trecând la calculul de verificare se observă că efortul unitar la desfacerea segmentului (rel. 12.52) este cu atât mai mare cu cât  $s_0$  este mai mic ( $s_0/a = 3 \dots 4,2$ ), ceea ce este de înțeles deoarece, în acest caz, segmentul trebuie desfăcut mai mult pentru montaj; materialele cu  $E$  mare amplifică de asemenea efortul unitar  $\sigma_{a \max}$  care este cu 10...30% mai mare decât  $\sigma_{f \max}$ . În plus,  $\sigma_{a \max}$  și  $\sigma_{f \max}$  ajung până la 50...70% din limita de rezistență de rupere la încovoiere a fontei.

Una dintre problemele spinoase ale proiectării segmentului o constituie determinarea înălțimii segmentului, deși eforturile unitare și presiunea medie elastică nu depind de  $h$ . Alegerea rațională a înălțimii  $h$  depinde de mai mulți factori. Pentru a răci pistonul, segmentul trebuie să fie înalt. La motoarele rapide soluția este obiectabilă deoarece implică un piston înalt și un segment greu care intră ușor în pulsație și vibrație. De aceea se recomandă reducerea înălțimii segmentului odată cu creșterea turației motorului (fig. 12.93, c). Până la un alezaj de 90 mm, se confecționează trei clase de segmente cu  $h = 1,5; 2; 2,5$  mm. Pentru alezaje  $D = 90 \dots 200$  mm se confecționează segmente cu  $h = 2 \dots 4$  mm.

Pentru proiectant se pune problema alegerii numărului de segmente. Un număr mai mare de segmente nu îmbunătățește etanșarea dar mărește în schimb înălțimea pistonului. Un număr prea mic de segmente nu realizează siguranța în funcționare. Utilizarea unui număr mare de segmente reprezintă o soluție interesantă când trebuie redus nivelul termic al pistonului. La MAC de autovehicule se folosesc cu unul până la doi segmente mai mult decât la MAS (fig. 12.94). La MAS este suficient un segment de ungere și se plasează la partea inferioară a regiunii portsegment; când se folosesc doi segmente de ungere, canalul celui de-al doilea segment se plasează la partea inferioară a mantalei. Soluția cu doi segmente de ungere este curentă la MAC deoarece jocul dintre piston și cilindru fiind mai mare, trecerea uleiului spre camera de ardere este ușurată.



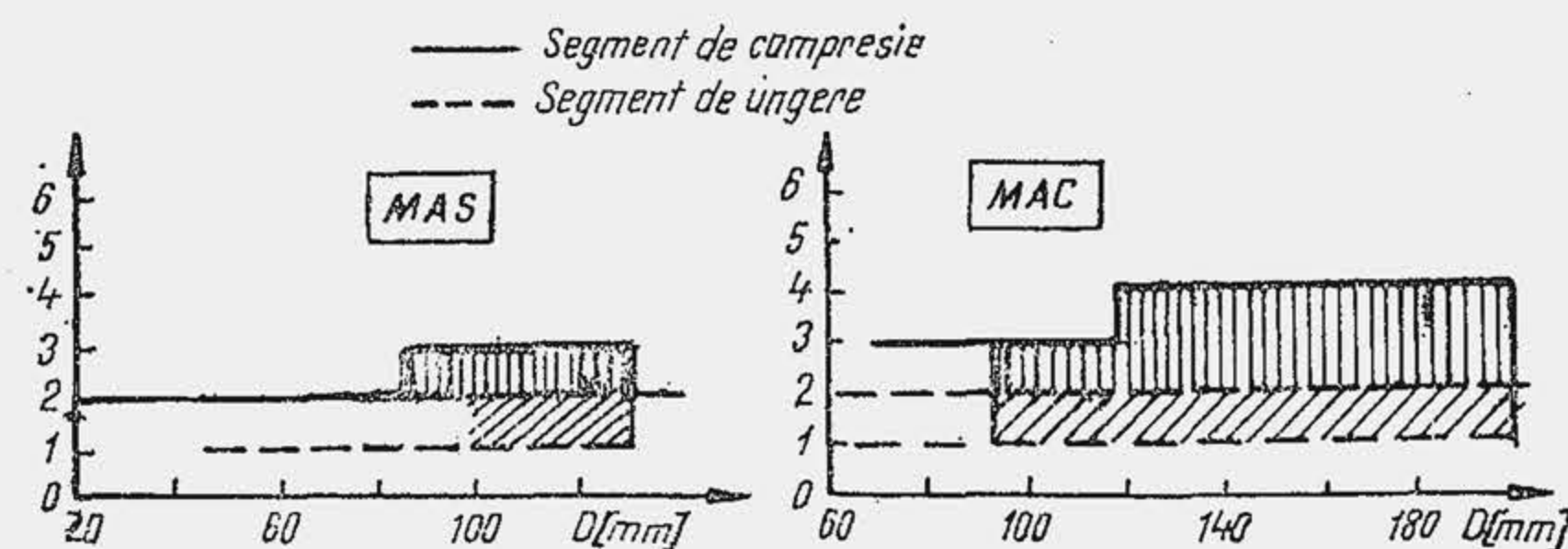


Fig. 12.94. Numărul de segmente pentru motoarele de autovehicule. D

O soluție eficientă pentru un ansamblu de segmente care echipează un MAC se arată în figura 12.95. Segmentul de foc de secțiune dreptunghiulară evacuează energic căldura din piston, și dezvoltă o presiune medie  $p_E$  relativ mică (acționează eficient gazele din spatele segmentului — presiunea  $p_r$  este mare); ceilalți segmente de compresie sînt conici, deoarece presiunea  $p_r$  e mică iar uleiul de ungere este încă în cantitate mare.

Confecționarea unui piston cu numai doi segmente, unul de compresie și unul de ungere, este un deziderat, deoarece are drept consecință o reducere a înălțimii pistonului și a motorului. Soluția nu trebuie să afecteze performanțele atinse astăzi privind: eficiența etanșării la gaze, consumul de ulei, rezistența la uzare, pericolul de blocare și gripare. Proiectul unui piston cu doi segmente se bazează pe opinia că segmente care urmează segmentului de foc participă cu o pondere redusă la etanșare și se pot elimina, opinie care este în opoziție cu părerea clasică (v. pag. 438). Ideea unui piston cu doi segmente a fost verificată experimental pe un motor diesel de camion, cu șase cilindri în V, prevăzut cu turbosupraalimentare, care dezvoltă o presiune medie  $p_e = 11,6$  daN/cm<sup>2</sup>, la 2 200 rot/min și are ca dimensiuni fundamentale  $D = 114$  mm,  $S = 140$  mm. Pistonul inițial avea trei segmente și lucra la o presiune maximă de 105 daN/cm<sup>2</sup>; pistonul modificat, cu doi segmente avea o înălțime cu circa 30% mai mică (fig. 12.96). S-au făcut încercări cu mai multe tipuri de segmente; soluția finală este arătată în tabela 12.23. Încercările cu un motor de camion (6 000 ore în laborator și circa 1 400 000 km pe cale) au dat rezultate bune.

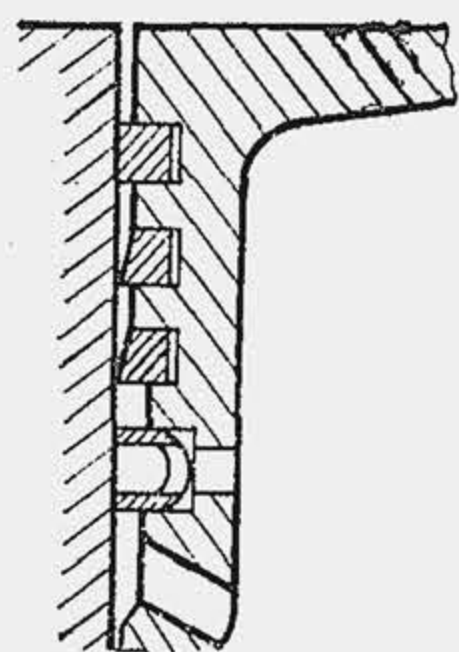


Fig. 12.95. Ansamblul de segmente pentru un MAC de autocamion.

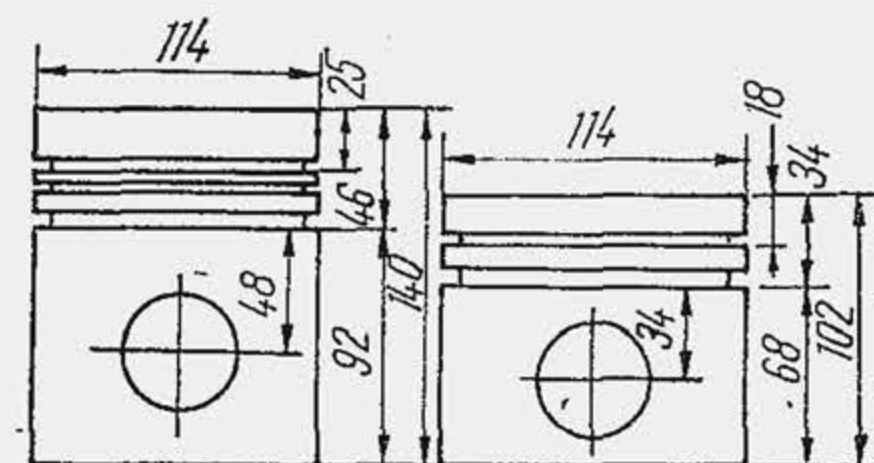


Fig. 12.96. Comparatie între dimensiunile pistonului cu 2 și 3 segmente.

Particularitățile ansamblului de segmente

Caracteristica	Ansamblul inițial de trei segmente*		Ansamblul de doi segmente**	
	$D/a$	$p_E$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	$D/a$	$p_E$ [daN/cm <sup>2</sup> ]
I-ul segment (cromat)	36	—	—	—
Al II-lea segment (cromat)	48	—	—	—
Al III-lea segment (de ungere)	22,5	8,8	41	17,6
Consumul de ulei, în g/CPh	0,453		0,226	

\* I-ul segment are secțiunea dreptunghiulară;

\*\* I-ul segment este segment de torsionare.

### 12.3.5. PRECIZIA DE FABRICAȚIE

Rugozitatea suprafeței laterale a segmentului nu trebuie să fie mai mare decât 1,6  $\mu$ m. Deoarece la suprafețele frontale tasarea microneregularităților este mai puțin activă prin rodaj, iar rolul suprafețelor frontale în procesul de etanșare este considerabil se recomandă o rugozitate inițială de 0,4...1,6  $\mu$ m.

Toleranțele de fabricație trebuie să reprezinte cel mult 1/2 din jocuri, pentru a preveni blocajul. Ca urmare, pentru înălțimea segmentului se admit abateri de 0,01...0,02 mm iar pentru diametrul  $D$ , abateri de 0,1 mm.

### BIBLIOGRAFIE

1. Abăitancei, D., ș. a. *Motoare pentru automobile și tractoare. Construcție și tehnologie*. București, Edit. Tehnică, 1978.
2. Arhangelschi, V. M. ș. a. *Automobilnîe dvigateli*. Moskva, Maşinostroenie, 1977.
3. Bowden, F. P. și Tabor, D. *Friction and Lubrication*. London-New-York, 1964.
4. Brun, R. *Science et technique du moteur diesel industriel et du transport*. Tom. 1. Paris. Technip, 1966.
5. Buty, L. și Petricenko, M. *L'Attelage mobile des moteurs rapides*. Paris. IFP-Technip, 1964.
6. Casci, C. și Ferrari, G. *Analysis of the piston heat load during Knocking*. The Internal Comb. Engines Conf. Bucharest, 1970.
7. Domșa, A. ș. a. *Pistoane*, București, Edit. tehnică, 1961.
8. Englich, C. *Kolbenringe*. Band 1, 2. Wien. Springer-Verlag, 1968.
9. Ghințburg, B. I. *Teoria i rasciot porşnevâh koleţ*. Moskva. Maşghiz 1945.
10. Giacosa, D. *Motori endotermici*. Milano. Ed. U. Hoepli, 1975.
11. Judge, A. W. *Automobile engines*. 1. London. Chapman & Hall. Ltd. 1972.
12. Marcovici, M. și Leonte, A. *Realizări moderne în construcția motoarelor cu ardere internă*. București. Edit. tehnică, 1967.
13. Mateevici, V. ș. a. *Automobile ROMAN cu motoare diesel*. București, Edit. tehnică, 1975.



14. Mărdărescu, R. Hoffman, V. și Abăitancei, D. *Motoare pentru automobile și tractoare*. București. Edit. didactică și pedagogică, 1968.
15. Popa, B., Bătagă, N., Mădărășan, T. și Adameșteanu, I. *Solicitări termice în construcția de mașini*. București. Edit. tehnică, 1978.
16. Popescu, I. *Efectul de pană și oscilația radială a segmentului de piston*. Teză de doctorat I. P. București, 1967.
17. Ricardo, H. și Hempson, J. G. G. *The high speed internal-combustion engine*. London. Blackie & Son. Ltd. 1968.
18. Sfințeanu, D. *Cercetări privind transferul de căldură în pistoanele motoarelor diesel*. Teză de doctorat. I. P. București, 1976.
19. Schilling, A. *Les huiles pour moteurs et le graissage des moteurs*. Paris. Publications de l'IFP, 1969.
20. Tvetcov, V. T. *Motoare cu ardere internă*. București, Edit. tehnică, 1954.
21. Vasilca, Gh. și Biță, O. *Procese de lubrificație, frecare și uzură la suprafețele metalice*. București, Edit. Acad. Republicii Socialiste România 1967.
22. Vasilescu, C. A. și Cazan, Gh. *Tehnologia de fabricație a mașinilor termice*. Vol. 1. Lit. I. P. București.
23. Zătreanu, Gh. *Contribuții la studiul funcționării segmenților motoarelor, în regim tranzitoriu*. Teză de doctorat. I. P. București, 1975.
24. \*\*\* *Manualul inginerului mecanic*. București, Edit. tehnică 1974.
25. \*\*\* *Automobile engineer's reference book*. Third Edition. London. George. Newnes. Ltd.
26. \*\*\* *Segmenti pentru pistoane*. București, Edit. tehnică, 1950.
27. \*\*\* *Manuel de segments de piston*. Goetzwerke, 1973.
28. \*\*\* *Kleine Kolbenkunde*. Mahle, 1975.

## 13.

### BIELA

**Biela** este organul mecanismului motor care transmite forța de presiune a gazelor de la piston la arborele cotit și servește la transformarea mișcării alternative de translație a pistonului în mișcarea de rotație a arborelui cotit. Biela este compusă din trei părți (fig. 13.1): partea articulată cu bolțul se numește *picioarul bielei* (1); partea articulată cu manetonul arborelui cotit se numește *capul bielei* (2); partea centrală se numește *corpul bielei* (3).

#### 13.1. ANALIZA FUNCȚIONALĂ

Biela este solicitată de forța de presiune a gazelor la compresie și flambaj; forța de inerție a grupului piston solicită biela la întindere și compresie. Biela este supusă la solicitări variabile. Mărimea sarcinii aplicate impune bielei o condiție fundamentală: să posede o rezistență mecanică superioară. Sub acțiunea forțelor, părțile componente ale bielei se deformează diferit. Forța de presiune produce în corpul bielei o deformare remanentă care, micșorând lungimea  $b$  (fig. 13.2, a) dintre axele picioarului și capului,

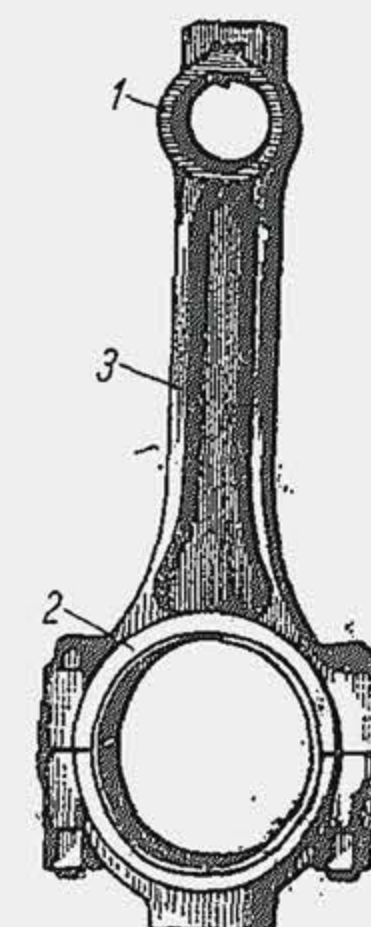


Fig. 13.1 Părțile componente ale bielei.

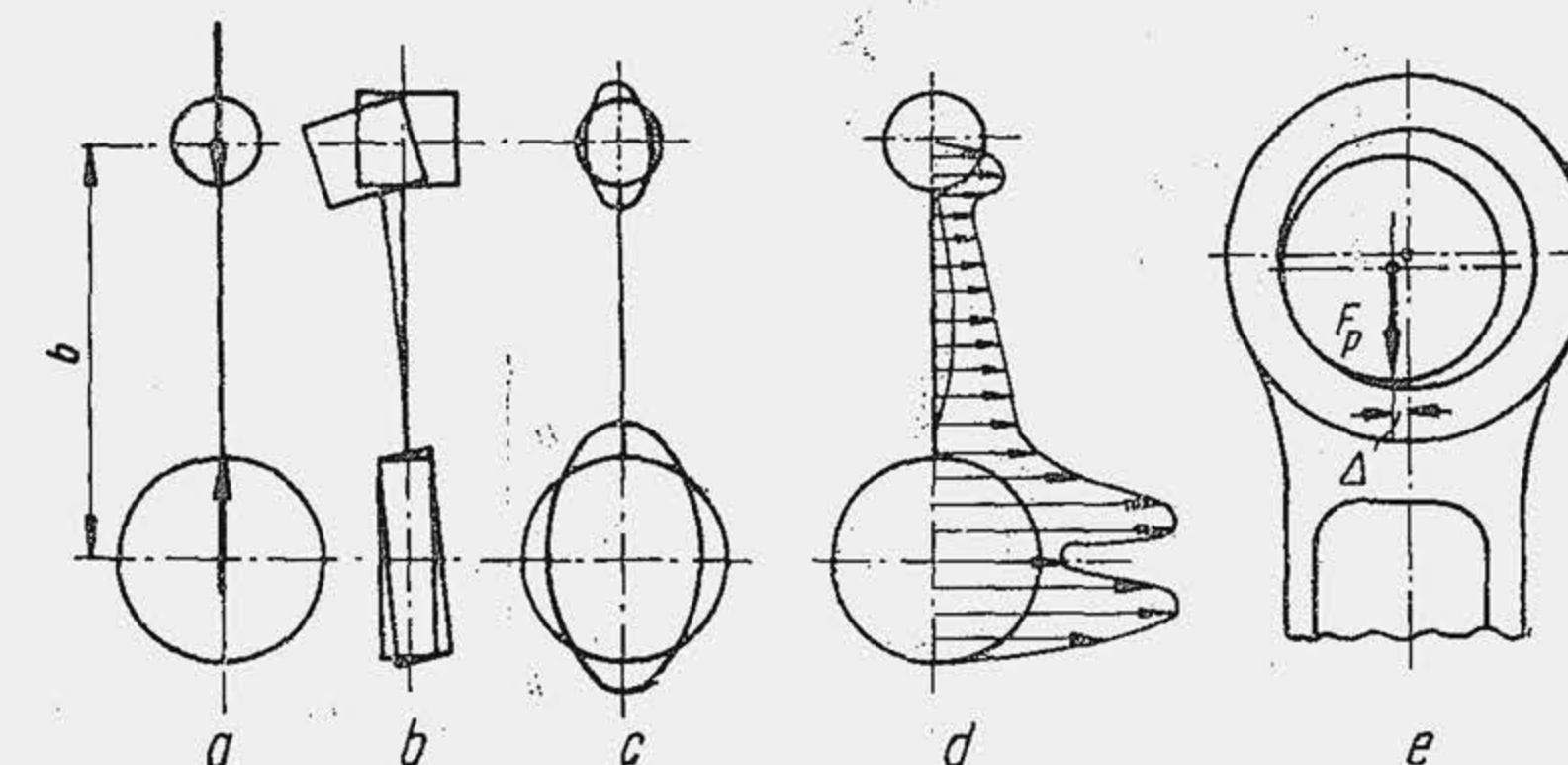


Fig. 13.2. Deformațiile bielei.



împiedică mișcarea liberă. Sub acțiunea aceleiași forțe, corpul bieiei se deformează astfel (efectul de flambaj) încât se compromite paralelismul axelor (b), ceea ce constituie cauza principală a uzării lagărelor și a slăbirii pieselor din mecanismul motor. Sub acțiunea forțelor axiale de inerție piciorul și capul bieiei se ovalizează (c), ceea ce creează pericolul de gripaj. Forțele tangențiale de inerție (d) produc solicitarea de încovoiere a corpului. Încovoierea bieiei poate apărea și din cauza poziției excentrice (e) a forței de compresie, determinată de jocul radial dintre bolt și bușă. Deformarea bieiei fiind cauza principală a micșorării fiabilității ei și mai ales a organelor conjugate, impune o a doua cerință fundamentală: biela să posede o rigiditate superioară.

Din punct de vedere funcțional, o deosebită importanță prezintă lungimea b, a bieiei. Bielele lungi ( $\Lambda = 0,2 \dots 0,25$ ) conduc la forțe normale mai reduse (oblicitatea  $\beta$  mai mică), ceea ce micșorează frecarea dintre cilindru și piston (v. par. 10.4). Soluția conduce în schimb la mărirea înălțimii motorului, la creșterea masei acestuia și la reducerea rigidității bieiei, la apariția unor solicitări importante de flambaj în corpul bieiei. La reducerea raportului  $S/D$  de la 1,25 la 0,8 s-a obținut (fig. 13.3) o bielă cu rigiditate sporită, la care solicitările de flambaj au devenit practic neinteresante.

Dezvoltând forțe însemnate de inerție, biela creează solicitări mari în lagăre, de aici un alt deziderat important: masa bieiei să fie cât mai mică. Drept indice de comparație a masei bieiei se alege masa raportată a bieiei  $\tilde{m}_B$  (fig. 13.4) (v. și tab. 10.6). Se constată că după fabricație masa bieiei variază în limite largi  $\pm 5\%$  (pentru  $m_B = 400$  g,  $\Delta m_B = \pm 20$  g). Pentru echilibrare se cere ca abaterea să fie sub 1%. De aceea, la piciorul și capul bieiei se prevăd, zone îngroșate, din care se elimină material pentru corectarea masei  $m_B$  (pentru  $m_B = 400$  g, se admite  $\Delta m_B = 3$  g).

Dacă arborele cotit nu este alcătuit din elemente demontabile, capul bieiei se poate articula pe maneton numai dacă este secționat (v. fig. 13.1). Partea inferioară a capului se numește *capac* și se prinde de partea superioară prin șuruburi. Capetele bieiei fiind articulate, trebuie asigurată ungerea suprafețelor în mișcare relativă. Piciorul bieiei se unge prin cădere liberă sau sub presiune. Pentru a reduce frecarea și a preveni gripajul, în piciorul bieiei se montează o bușă din material antifricțiune. Manetonul se deplasează pe

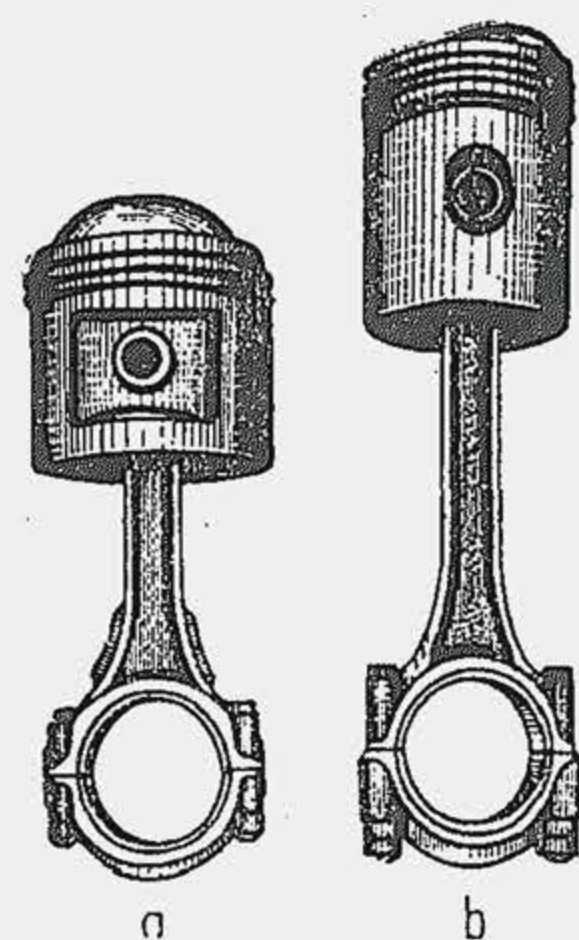


Fig. 13.3. Comparatie între lungimile bieiei unui motor cu cursă scurtă (a) și cu cursă lungă (b).

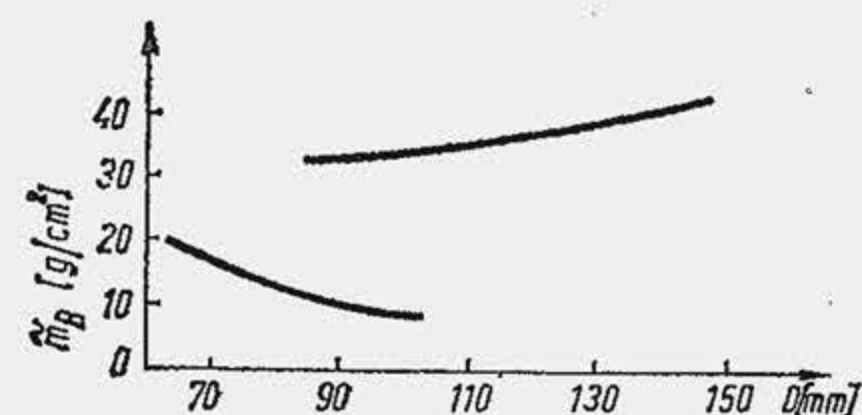


Fig. 13.4. Dependenta masei raportate a bieiei de alezaj.

periferia interioară a capului, în același sens, cu viteze ridicate: în aceste condiții se poate realiza un regim hidrodinamic de ungere. Uleiul se aduce în articulație sub presiune, iar capul bieiei este prevăzut cu un cuzinet.

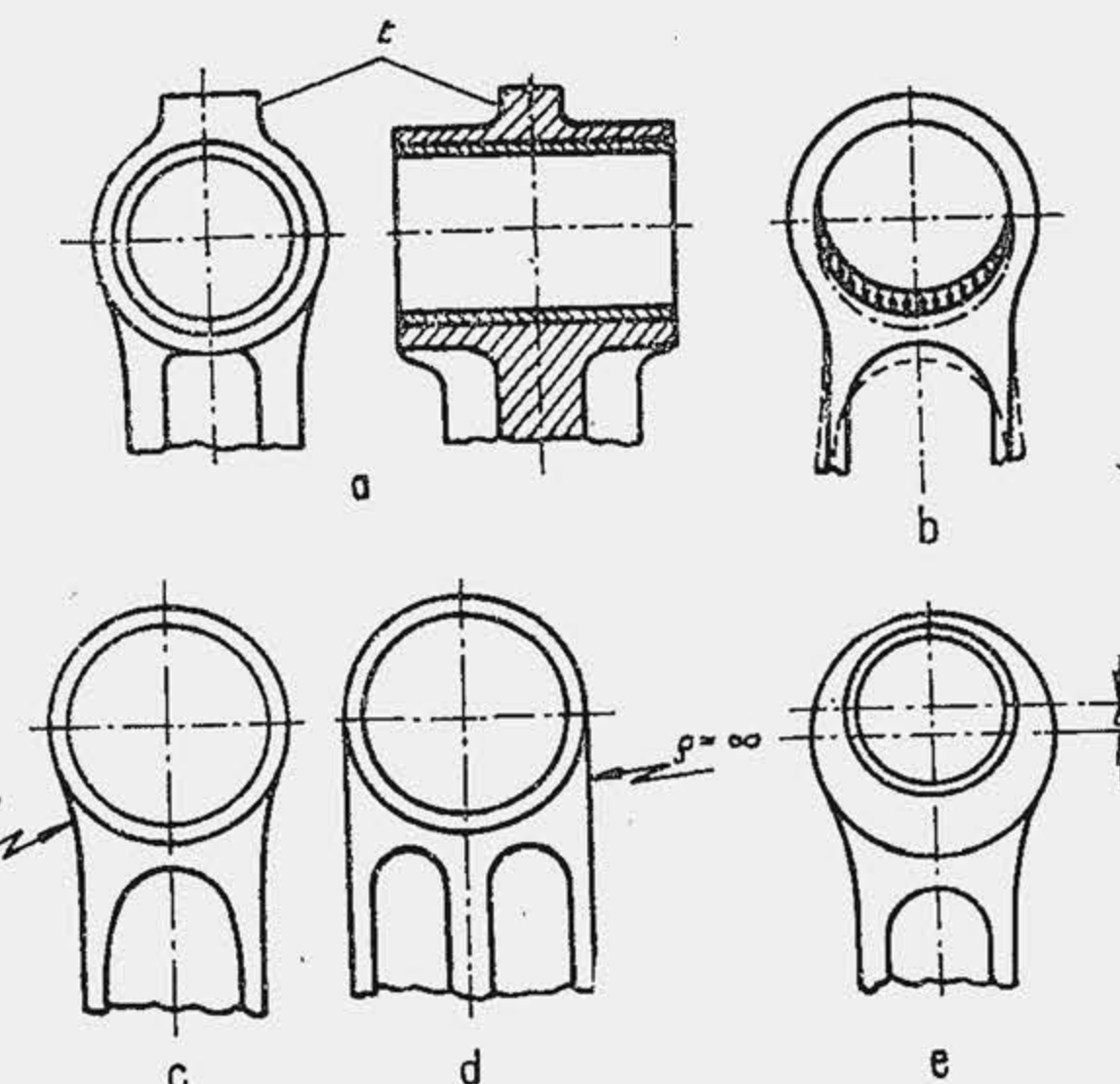


Fig. 13.5. Forme constructive ale piciorului bieiei.

### 13.2. CONSTRUCȚIA BIEILEI

#### Construcția piciorului bieiei.

Piciorul bieiei are forma unui tub (fig. 13.5, a). La partea superioară se lasă material în exces (E) pentru corectarea masei. Sub acțiunea forței de presiune a gazelor piciorul bieiei se deformează (b); el se rigidizează pe căi diferite. Astfel, se mărește raza de racordare dintre picior și corp (c), dar biela își pierde sveltețea; soluția (d) ( $\rho = \infty$ ) este convenabilă pentru MAC supraalimentat. La MAC, forța  $F_p$  fiind mult mai mare decât forța  $F_{AP}$  se îngroșă la exterior partea inferioară a piciorului (e) prin dezaxarea cercului exterior al piciorului. Dacă ungerea se face prin stropire se practică un orificiu (fig. 13.6, a) sau o tăietură (b) la partea superioară a piciorului. Dacă uleiul este adus sub presiune se practică un canal în corpul

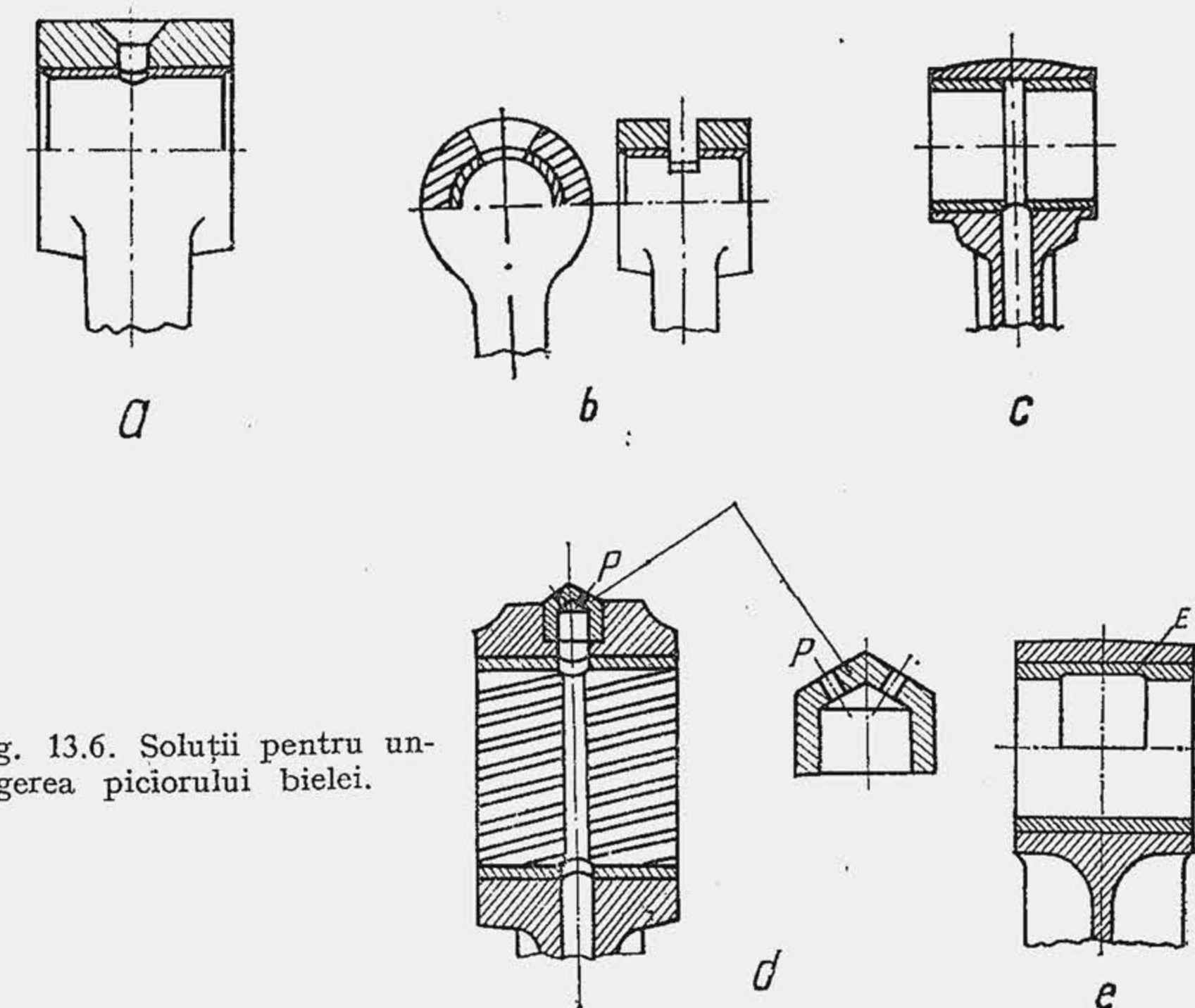
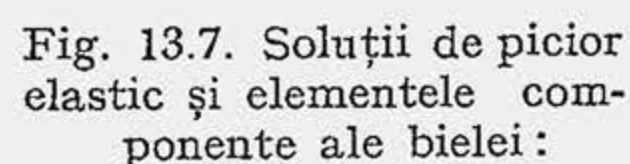


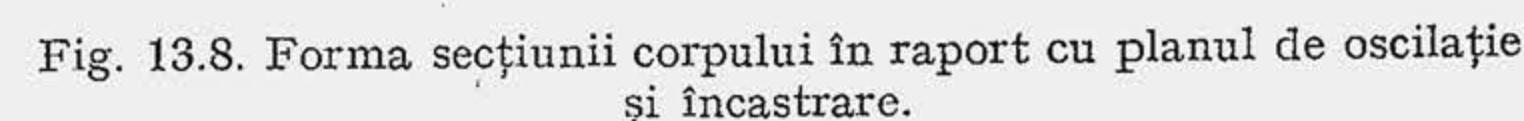
Fig. 13.6. Soluții pentru ungerea piciorului bieiei.



**Construcția corpului bieiei.** Solicitarea corpului la flambaj este posibilă în două planuri ale bieiei: în planul de mișcare (planul de oscilație) în care biela se consideră articulată și într-un plan normal (fig. 13.8, *a*) în care biela se consideră încastrată (planul de încastrare sau planul arborelui). Se știe că solicitarea la flambaj a unei bare este de 4 ori mai mare în planul de oscilație decât în planul de încastrare. Pentru o solicitare uniformă a materialului, momentul de inerție al secțiunii transversale a corpului bieiei, teoretic, trebuie să fie de 4 ori mai mare în planul de oscilație decât în planul de încastrare. O asemenea condiție poate fi satisfăcută numai dacă secțiunea transversală a corpului bieiei este de forma unui dublu T cu tălpile paralele cu planul de încastrare. Axele *oo* și *cc* fiind conținute în planul de oscilație, respectiv încastrare (*b*) atunci momentele de inerție față de cele două axe trebuie să îndeplinească teoretic condiția :  $I_c = 4 I_o$ . Corpul bieiei cu profil dublu T se forjează în matriță. Forjarea unei bieie lungi cu profil dublu T, constituie o problemă dificilă, din care cauză secțiunii transversale a corpului i se atribuie

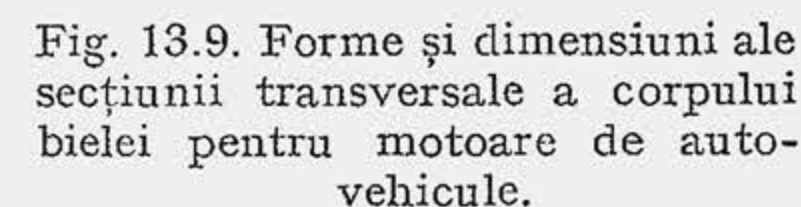


7—biela; 2—bolțul; 3—șurubul de fixare a bolțului; 4—capacul bielei; 5—șuruburile pentru fixarea capacului; 6—siguranța de tablă contra rotirii șuruburilor; 7—cuzinet; 8—orificiu pentru deplasarea unui jet de ulei pe oglinda cilindrului.



Secțiunile cu raze mari de racordare ( $R_{10}$ ) sînt mai convenabile fabricației, deoarece necesită matrițe cu muchii rotunde, care se uzează mai greu. În schimb, bielele cu raze mici de racordare ( $R_6$ ) sînt mai zvelte. Secțiunea găurită se utilizează pentru biele de lungime relativ mică. Cînd biela este lungă, găurirea produce grosimi inegale ale pereților; în acest caz, se prevede în exteriorul corpului o țeavă prin care uleiul este deplasat de la cap la picior. Corpul bielei se racordează larg la cap pentru a evita concentrarea de tensiune la îmbinare. Grosimea tălpilor rămîne neschimbată.

**Construcția capului bieiei.** Capul bieiei trebuie să satisfacă mai multe cerințe: 1) să aibă rigiditate superioară condiționată de funcționarea normală a cuzinetului; 2) să aibă o masă redusă (forțe de inerție mici); 3) să aibă dimensiuni reduse, deoarece acestea determină conturul carterului (v. profilul de „mandolină” fig. 15.15) și fac posibilă la montaj sau demontaj trecerea bieiei prin cilindru; 4) să aibă o racordare largă cu corpul pentru a atenua efectul de concentrare a tensiunilor.





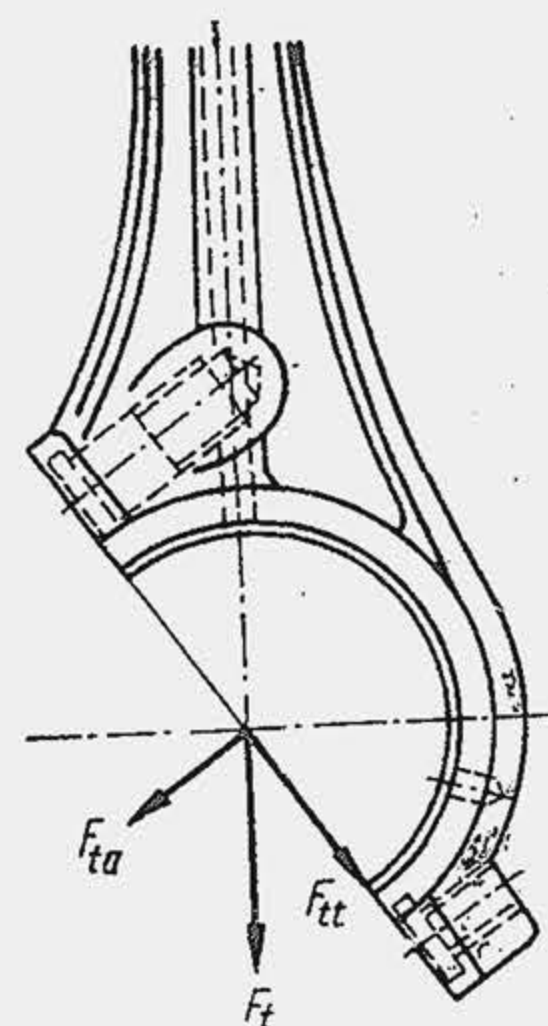


Fig. 13.10. Descompunerea forței de întindere în cazul separării capului după un plan oblic.

capului, distanța dintre șuruburi trebuie să fie cât mai mică, grosimea minimă  $h_i$  a peretelui interior al capului, fiind de 1,0 ... 1,5 mm (d).

La unele construcții grosimea  $h_i$  se anulează, iar șurubul pătrunde în corpul cuzinetului (e). Grosimea minimă a peretelui exterior ( $h_e$ ) este de 2 mm.

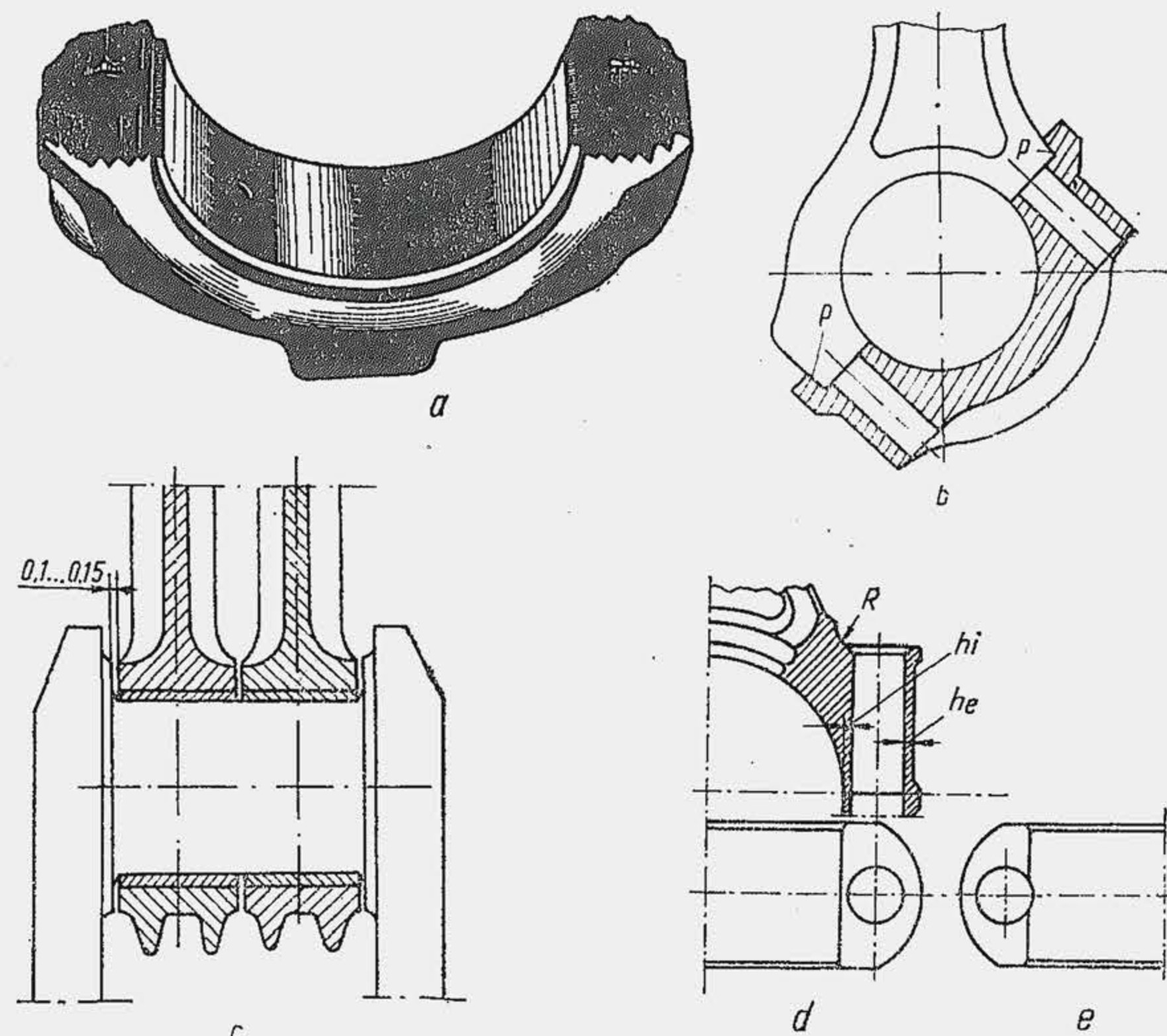


Fig. 13.11. Soluții constructive pentru descărcarea șuruburilor (a și b); mărimi caracteristice (c, d și e).

Capul bieiei este secționat, capacul se separă de partea superioară a capului, după un plan normal pe axa bieiei, sau după un plan oblic, înclinat de obicei la 45°, mai rar la 30° sau 60° față de planul de încăstrare. Secționarea după un plan oblic se execută când dimensiunea capului în planul de oscilație, nu permite trecerea bieiei prin cilindru, la montaj. În cazul separării după un plan oblic forța de întindere care solicită capacul ( $F_t$ ) se descompune în două componente (fig. 13.10). Componenta axială ( $F_{ta}$ ) solicită șurubul la întindere. Întrucât nu este permisă solicitarea transversală a șuruburilor, acestea se descarcă de componenta tangențială ( $F_{tt}$ ) prin intermediul unor praguri (p) sau renuri triunghiulare (fig. 13.11, a și b). La unele motoare lungimea capului e mai mică decât lungimea piciorului (v. fig. 13.19), deoarece diametrul capului fiind incomparabil mai mare, suprafața portantă este suficientă pentru a prelua presiunile specifice. La motoarele în V cu bieie alăturate (c) se reduce lungimea capului la minimum pentru a micșora solicitarea de încovoiere a manetonului. Pentru a micșora diametrul exterior al

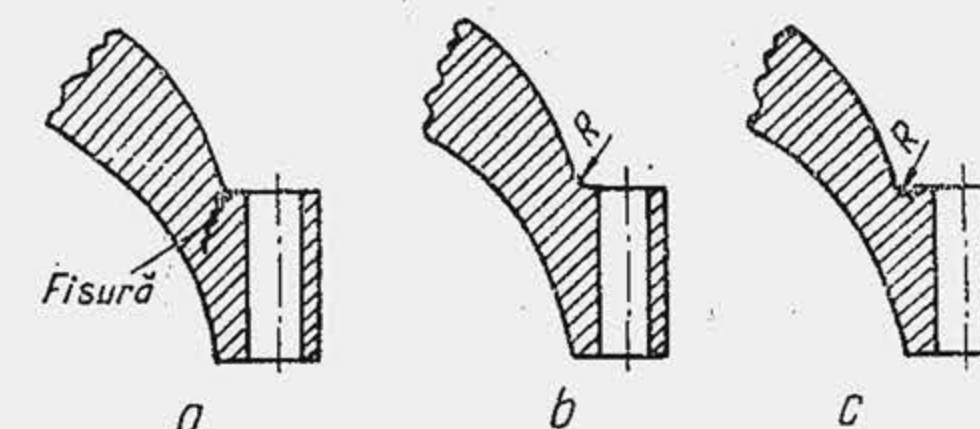


Fig. 13.12. Eliminarea zonelor de concentrare a tensiunilor de la partea superioară a capului.

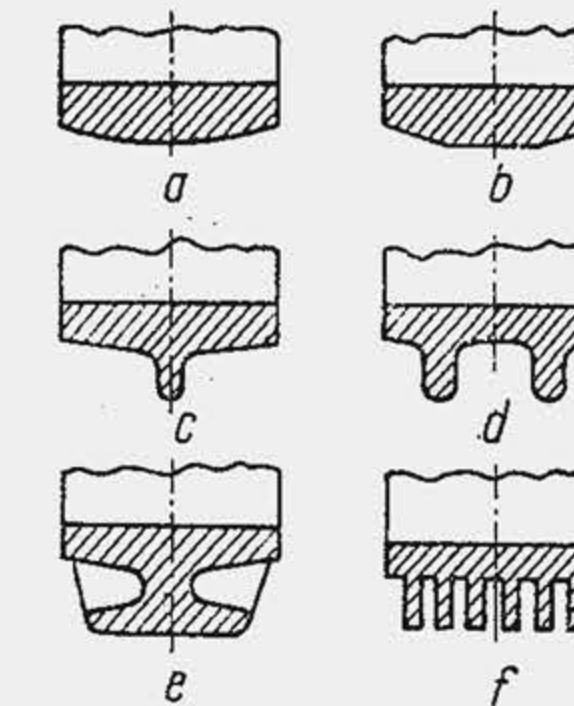


Fig. 13.13. Nervuri de rigidizare a capacului bieiei.

Muchiile ascuțite din partea superioară a capului, duc la ruperi (fig. 13.12, a); de aceea ele se înlocuiesc cu racordări (b) și degajări (c). Capacul bieiei se rigidizează prin nervuri (fig. 13.13) care sporesc însă masa bieiei și dificultățile de fabricație. În partea superioară a capului se practică un orificiu prin care uleiul este proiectat de forța centrifugă pe oglinda cilindrului odată cu uleiul scăpat pe la marginile capului (fig. 13.14).

La motoarele cu cilindri în V, dacă bieele care lucrează pe același maneton sînt alăturate, capul lor este identic cu cel al bieelor pentru motoarele în linie. În cazul ambielajului în furcă, una din bieie are capul în furcă (fig. 13.15, a) iar cealaltă — bielă interioară — are capul normal (b). Ambele bieie lucrează asupra aceleiași bucșe 1. În cazul ambielajului articulat, bielă 1 (fig. 13.16) transmite mișcarea bieiei mame 2; în articulație se prevede bucșa 3 (fixată prin pana 4) cu cuzinetul 5, iar suprafața portantă se alimentează cu ulei sub

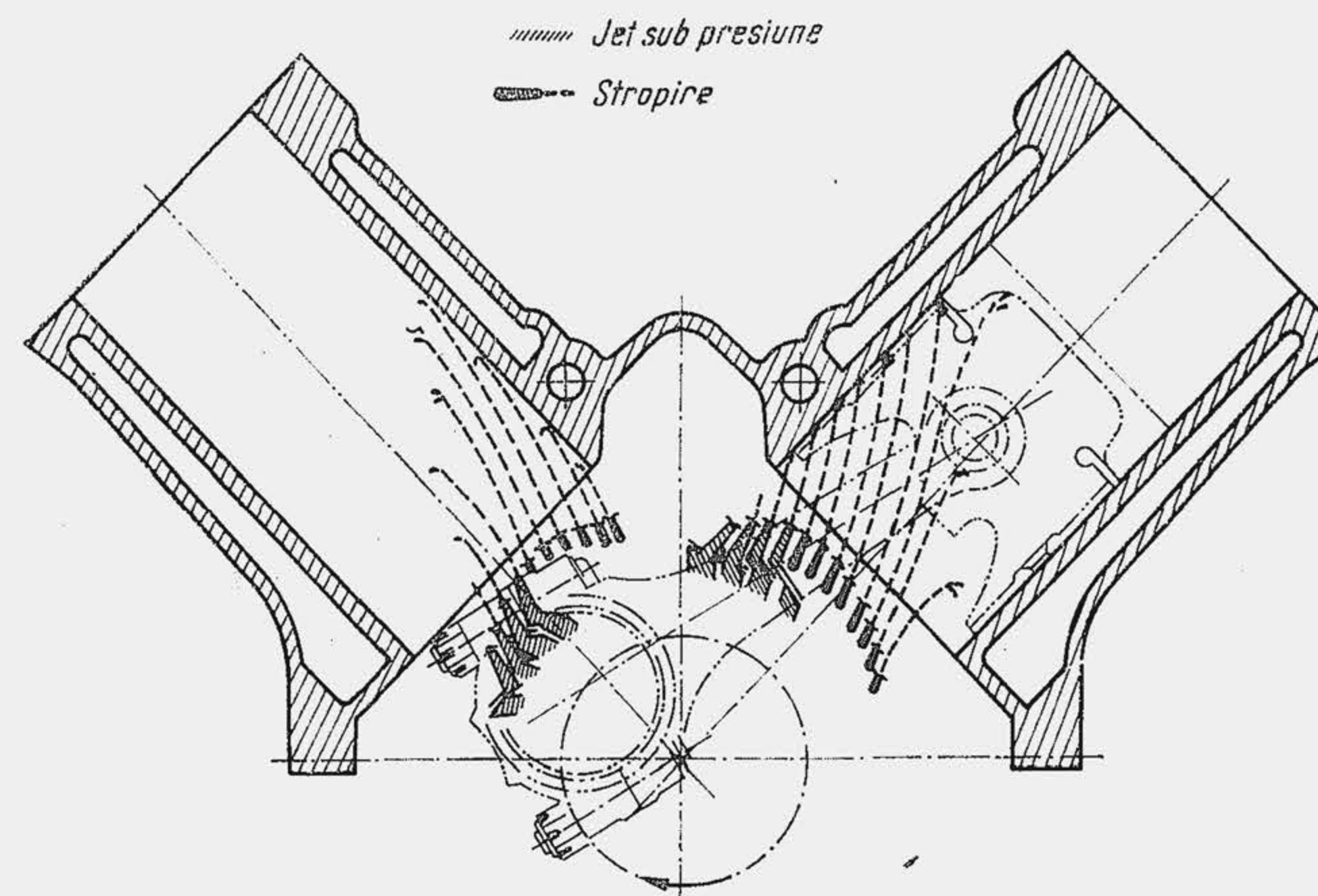


Fig. 13.14. Ungerea cu ulei a cilindrului.



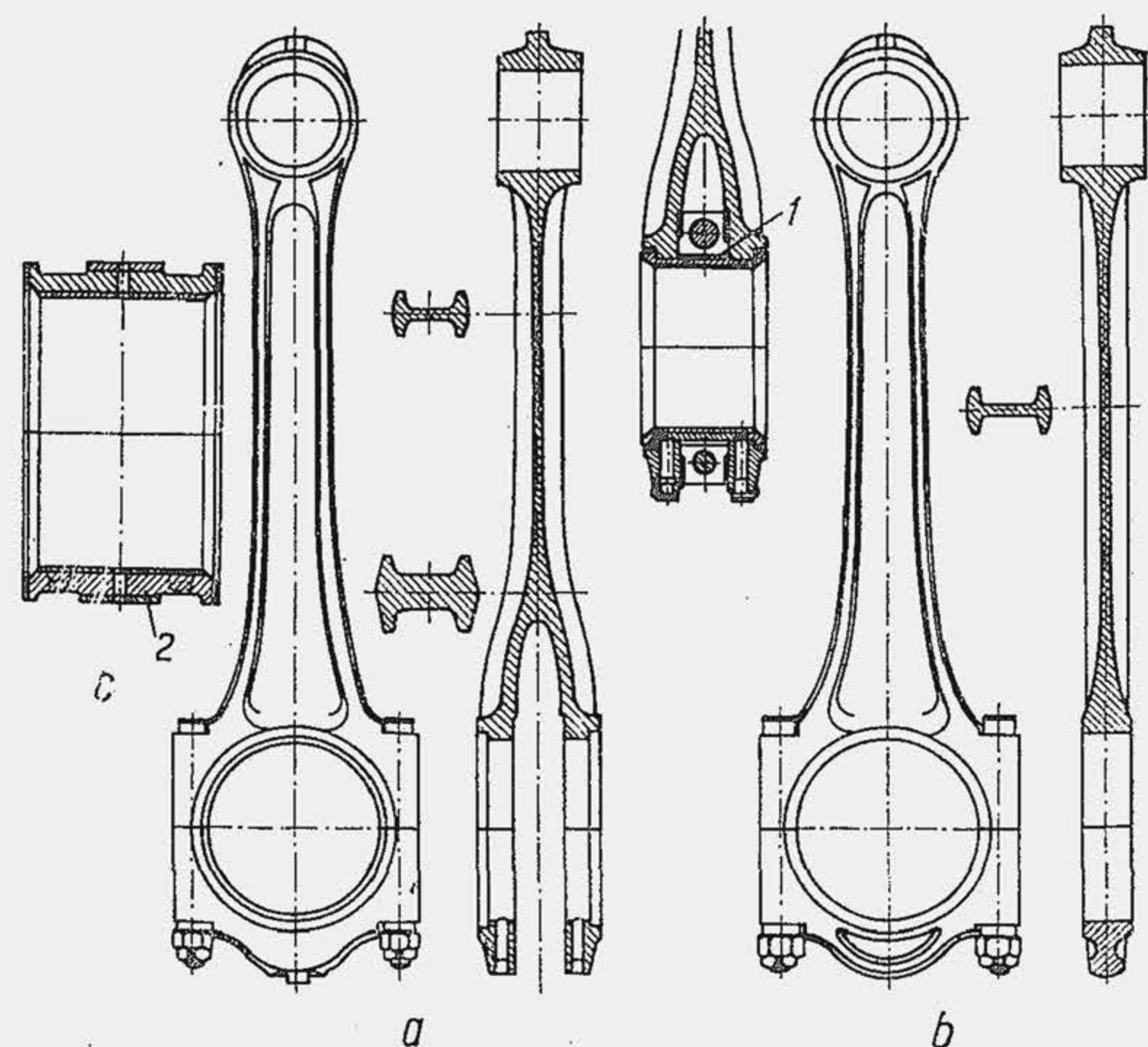


Fig. 13.15. Biele pentru motoare în V:  
a - bielă în furcă; b - bielă interioară; c - cuzinet.

presiune de la maneton. Datorită simplității constructive și de montaj soluția cu biele alăturate este cea mai răspândită la motoarele de autovehicule, deși are ca dezavantaje: mărirea lungimii manetonului (ceea ce amplifică solici-tarea la încovoiere) și totodată a motorului.

Deformarea capului bielei este hotăritoare pentru ținuta de serviciu a cuzinetului. Ova-lizarea se determină simplu în felul următor: se încorporează în capul bielei un număr de știfturi (fig. 13.17) și se măsoară distanța dintre știfturi; se aplică apoi o forță de întindere a capului (prin intermediul unui bolț de diametru egal cu al manetonului) care egalează forța

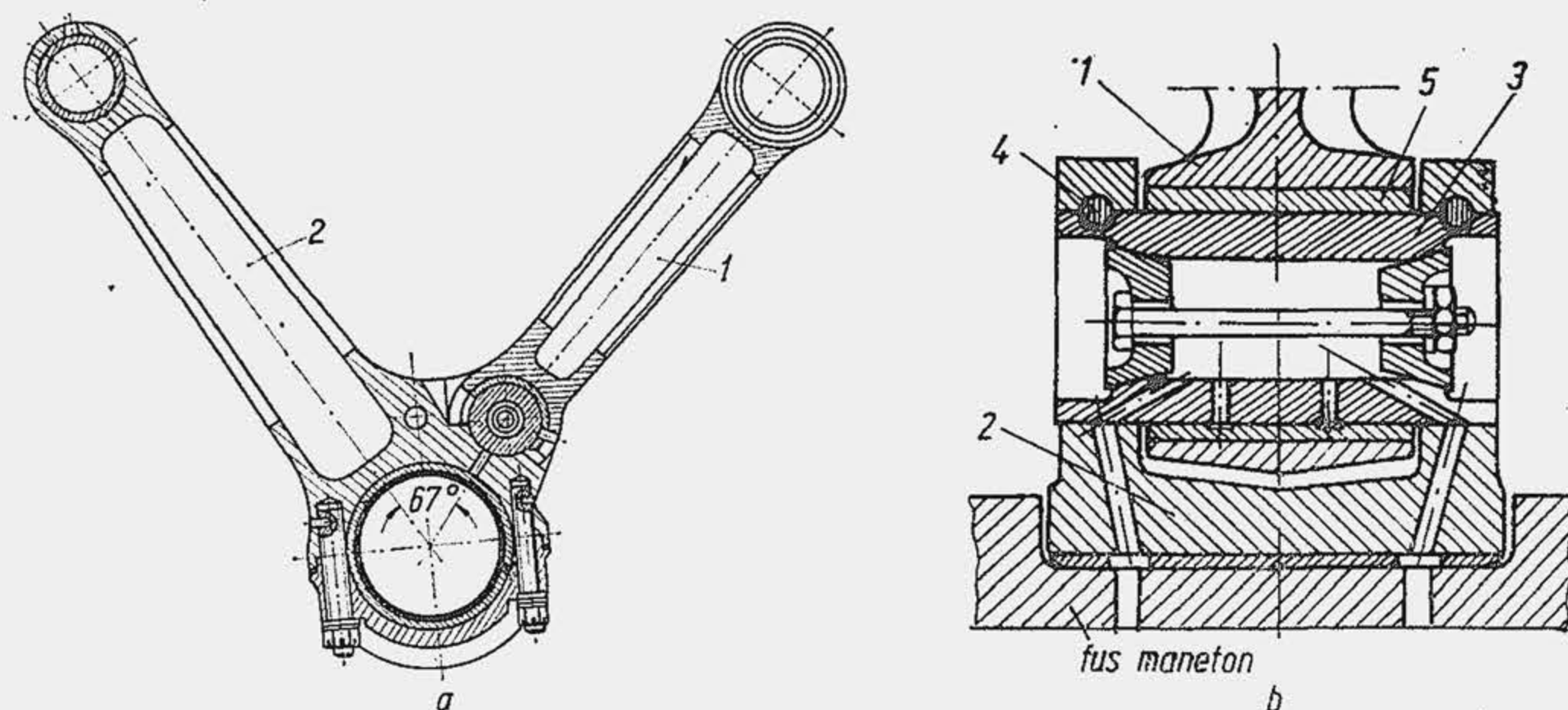


Fig. 13.16. Biele pentru motoare în V:  
1 - bieleță; 2 - bielă-mamă.

maximă de inerție; se compară distanțele între știfturi după deformare cu acelea măsurate înaintea deformării.

**Șuruburile de bielă.** Pentru prinderea capa-cului se utilizează adesea două sau patru șuru-buri cu piuliță (fig. 13.18, a). Prinderea se face din partea capacului, fiind astfel ușor accesibilă. La unele biele, pentru a micșora dimensiunile capa-cului, se folosesc șuruburi fără piulițe. Este avantajos a se fileta gaura în capul bielei (b) deoarece în acest caz, la defectarea filetului se înlocuiește numai capul, soluția complică însă montajul, de aceea se preferă filetarea găurii în partea superioară a capului (c). O soluție co-modă dar scumpă, constă în folosirea unor șuru-buri prizoniere (d) prelucrate dintr-o bucată cu partea superioară a capului. Șurubul are o formă specială; capul este pre-văzut cu un umăr care intră într-un prag din capul bielei (e) pentru a împiedica rotirea la montaj.

Corpul șurubului se prevede cu un prag (1) care permite centrarea capacului. Partea nefiletată este degajată pentru a-i micșora masa și a reduce efectul de concentrare a tensi-urilor la capătul filetului; este recomandabil să fie cât mai lungă. Trecerea de la filet la partea netedă a șurubului, trebuie să se facă lin pentru a mări limita de oboseală, iar diametrul părții netede trebuie să fie mai mic decât diametrul interior al filetului ( $f$  și  $h$ ). Aria secțiunii părții netede, trebuie să fie practic 80% din aria secțiunii filetate, măsurată în șanțul filetu-lui. Șurubul se asigură contra rotirii cu siguranțe de tablă, individuale ( $h$  și  $i$ ) sau comune (v. fig. 13.7).

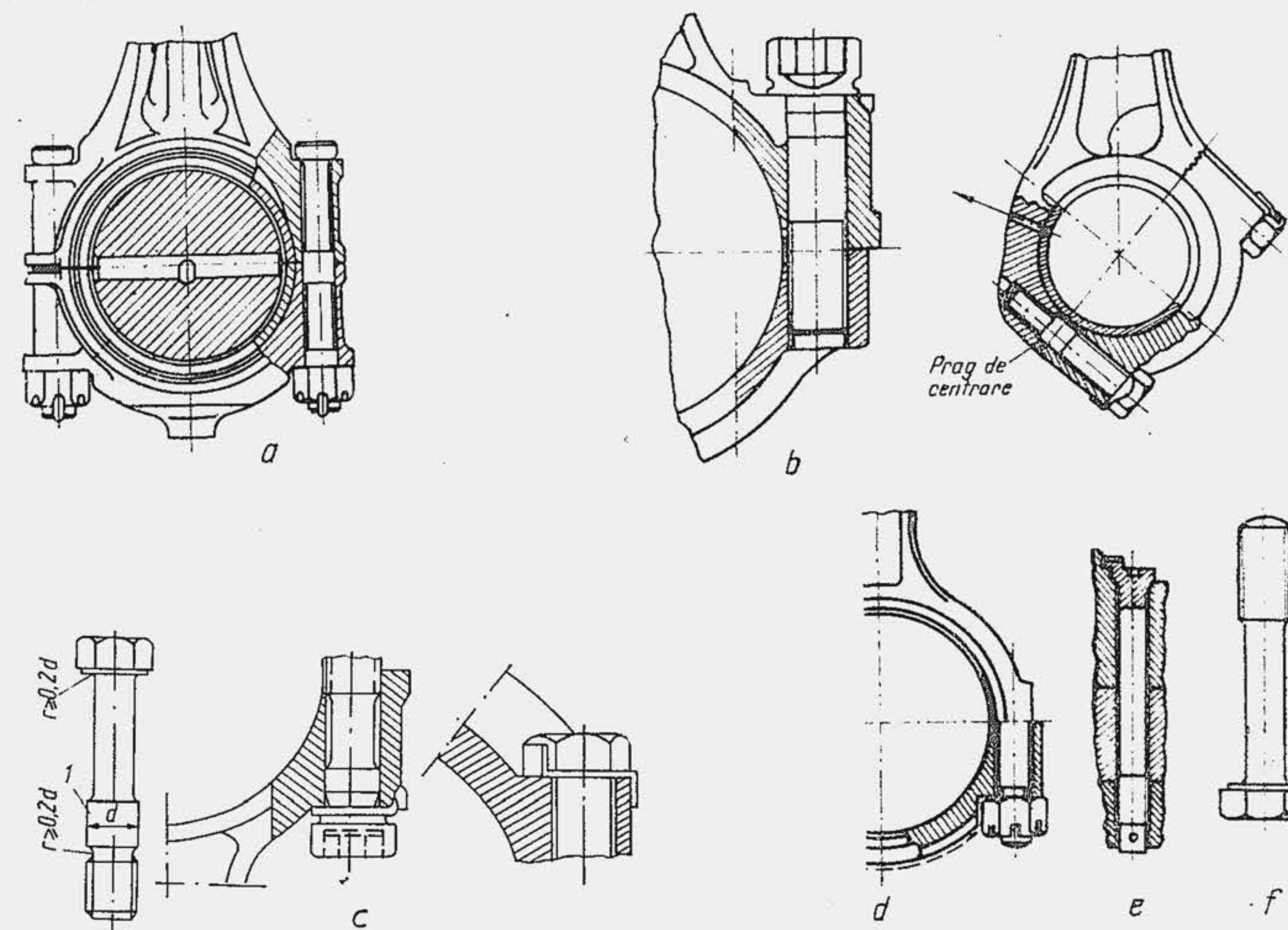


Fig. 13.18. Șuruburi pentru prinderea capului de bielă.

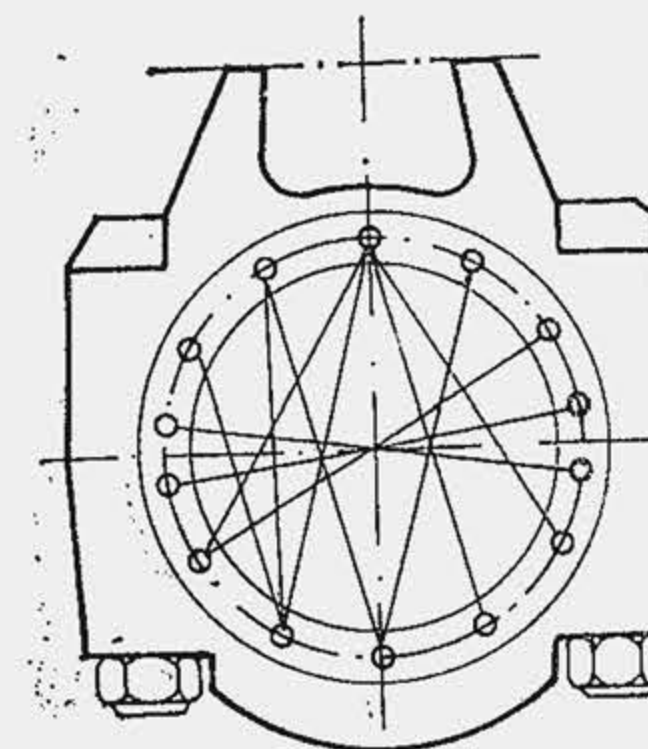


Fig. 13.17. Procedu pentru determinarea deforma-țiilor capului.



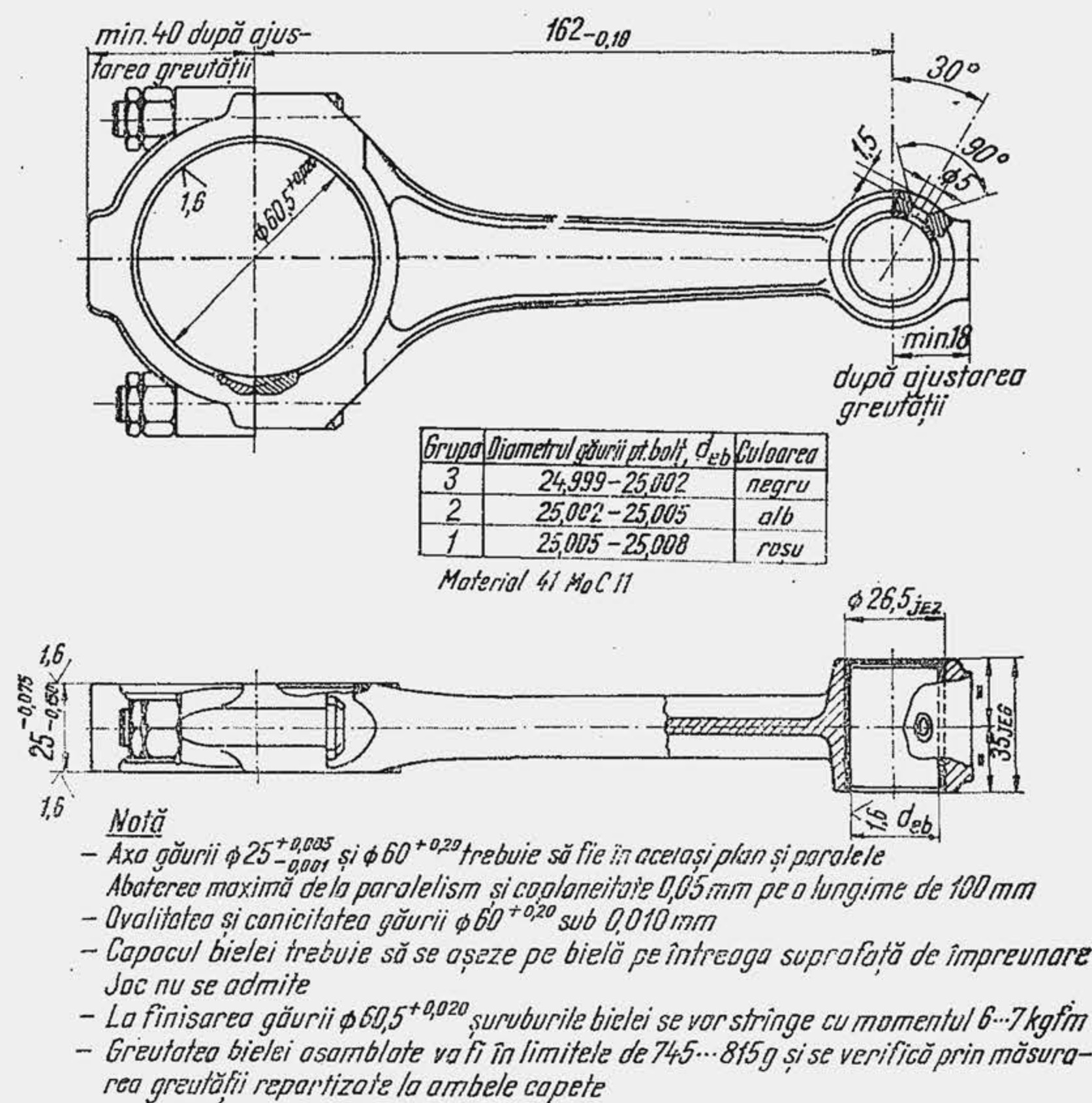


Fig. 13.19. Biela motorului SR-211.

**Cuzineții bielei.** La motoarele pentru autovehicule se folosesc pe scară largă cuzineții subțiri, formați din două părți semicilindrice (v. fig. 13.7). Cuzineții se confecționează din bandă de oțel cu conținut redus de carbon, cu grosimea 0,9...2,5 mm (sau  $\delta = 0,03...0,05$  din diametrul manetonului  $d_M$ , v. tab. 14.1), pe suprafața interioară aplicându-se un material antifricțiune (v. cap. 15). Cuzinetul se montează cu strângere (0,04...0,08 mm) ceea ce asigură un contact mai bun cu capul bielei necesar pentru evacuarea căldurii. Strângerea mai mare se aplică la cuzinetul cu grosime mai mică. La o strângere de 0,06 mm, corespunde o tensiune de 800...1100 daN/cm<sup>2</sup>. Pentru a preveni vibrația cuzinetului este suficient 1000 daN/cm<sup>2</sup>. Strângerea împiedică rotirea cuzinetului (în același scop cuzinetul se prevede cu un prag de fixare (v. fig. 13.20) ceea ce este necesar pentru a preveni obturarea orificiului de ulei din capul bielei. Cuzineții cu pereții groși, se utilizează la motoarele cu ambelaj în furcă (v. fig. 13.15) deoarece suplinesc rigiditatea capului în furcă. În figurile (13.19) și (13.20) se prezintă bieleanle motoarelor SR-211 și D-203 care ilustrează o parte din soluțiile constructive discutate.

### 13.3. MATERIALE PENTRU BIELĂ

Bielele se confecționează din: a) oțel carbon de calitate (STAS 880-66, mărcile OLC 45X, OLC50); b) oțel aliat cu elemente de aliere: Cr, Mn, Mo, Ni, V (STAS 781-66, mărcile: 40C10; 41MoC11; 41VMoC17; STAS 8580-74,

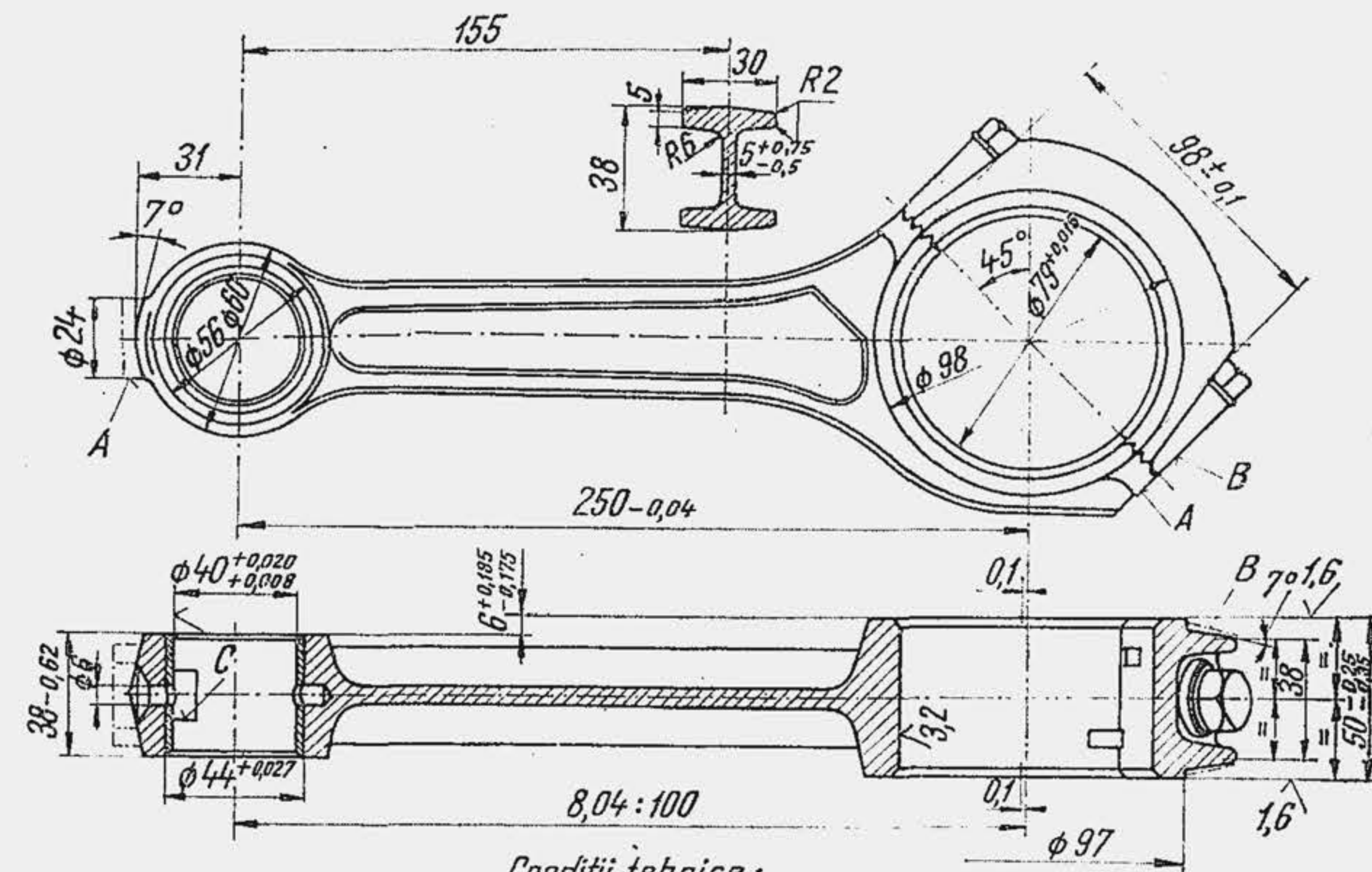


Fig. 13.20. Biela motorului D-103.

marca 34MoCN15AT); c) aliaj ușor (duraluminu); d) fontă cu grafit nodular. Rezistența de rupere la tracțiune a oțelurilor pentru bielă trebuie să fie cuprinsă între 80...105 daN/mm<sup>2</sup>. Bielele din oțeluri aliate se lustruiesc fiind foarte sensibile la concentrarea de tensiuni. O metodă mai eficientă și economică de ridicare a rezistenței la oboseală, s-a dovedit a fi ecruisarea (durificarea bielelor cu alic).

Biela din duraluminu cu compoziția Cu = 4,3%, Si = 0,3%, Mg = 1,0%, Fe = 1%, Mn = 0,5%, tratată prin călire în apă la 480°C, are o rezistență de rupere la tracțiune 40 daN/mm<sup>2</sup> și o masă cu circa 40% mai mică (pentru un MAS de 2 l,  $m_B = 865$  g din OL și  $m_B = 492$  g din duraluminu forjat, pentru un MAS de 0,75 l s-a obținut  $m_B = 408$  g, respectiv  $m_B = 245$  g). S-a încercat turnarea directă a bielei din aliaj ușor pe manetonul arborelui cotit, cementat sau nitrurat. Biela din duraluminu avînd  $E_{A1} = 7\,300$  daN/mm<sup>2</sup> față de  $E_{OL} = 21\,000$  daN/mm<sup>2</sup> are o rezistență mică la flambaj.

Șuruburile de bielă se execută din oțeluri aliate pentru îmbunătățire (STAS 791-66, mărcile: 45C10; 41CN12; 34MoCN15) cu rezistență la rupere de 70...80 daN/mm<sup>2</sup>. Bucșele din piciorul bielei se confecționează din bron-



Tabela 13.1

Material pentru bușă din piciorul bieiei \*

Felul materialului	Compoziția [%]					
	Cu	St	P	Zn	Pb	Zn + Pb
A	85,35	12	0,15	—	—	2,5
B	91,2	8,5	0,3	—	—	—
C	89,5	3,5	—	3	4	—
D	80,0	10	—	—	10	—

\* STAS 19812-75, pentru bronzuri cu aluminiu, mărcile: CuAl 10Fe3; CuAl 10Fe5Ni5; STAS 1512-75, pentru bronz cu plumb, mărcile: CuPb105n; CuPb25; STAS 197/2-76, pentru bronz cu staniu, marca: CuSn12Ni.

zuri (tab. 13.1) cu rezistență ridicată la uzare și rupere (bronz cu plumb, bronz cu aluminiu, bronz fosforos).

### 13.4. CALCULUL BIELEI

**Piciorul bieiei.** Dimensiunile caracteristice ale piciorului bieiei (fig. 13.21) se determină inițial pe baza datelor constructive (tab. 13.2). Piciorul bieiei suportă: 1) solicitarea de întindere produsă de forța de inerție a grupului piston; 2) solicitarea de compresiune produsă de forța de presiune a gazelor; 3) solicitarea de fretare, produsă de bușă sau de bolț când sînt introduse cu strîngere în picior.

1) *Solicitarea de întindere.* Forța de întindere  $F_t$  (rel. 1, tab. 13.3) are valoarea maximă cînd forța de presiune este neglijabilă, deci cînd echipajul mobil se află la  $\phi_{mi}$ , la începutul cursei de admisiune. Eforturile unitare produse de forța  $F_t$  se determină în următoarele ipoteze: a) piciorul bieiei reprezintă o grindă curbă, încastrată în zona de racordare a piciorului la corp; b) secțiunea de încastrare I—I (fig. 13.22, a) coincide cu secțiunea de racordare; c) forța de întindere este distribuită uniform pe jumătatea superioară a piciorului.

Pentru simplificarea calculului se secționează piciorul cu un plan vertical V—V (plan de simetrie). O secțiune oarecare este precizată prin unghiul  $\phi$  măsurat față de secțiunea V—V; unghiul de încastrare  $\phi_I > 90^\circ$ . Momentul încovoietor și forța normală în secțiunea de încastrare, determinate de forța de întindere  $F_t$ , sînt precizate de relațiile (2) și (3), în care  $r_m$  este raza medie a piciorului. Momentul încovoietor și forța normală din secțiunea verticală se determină cu relațiile (4) și (5), stabilite în ipotezele că unghiul  $\phi_I$  este invariabil după deformare, iar săgeata secțiunii V—V după direcția  $N_0$  este nulă, din cauza simetriei; unghiul  $\phi_I$  se măsoară în grade. Momentul încovoietor și forța normală solicită atît piciorul cît și bușă. Aceasta din urmă preia o fracțiune redusă din momentul încovoietor, în schimb preia o parte apreciabilă din forța nor-

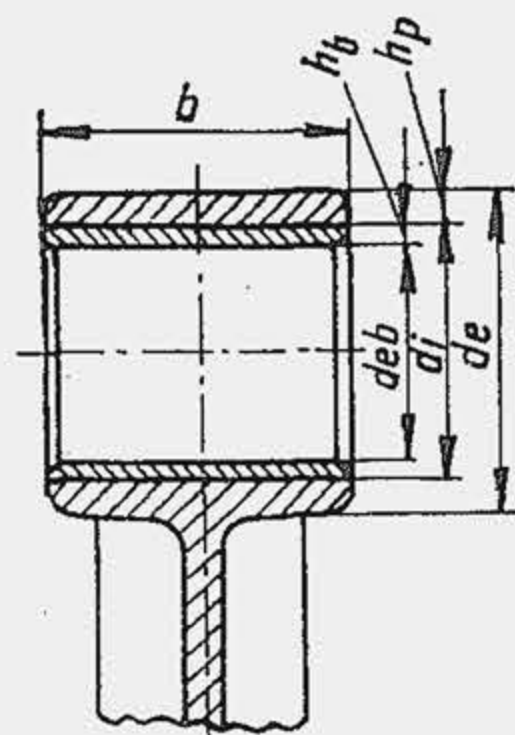


Fig. 13.21. Dimensiunile caracteristice ale piciorului bieiei.

Tabela 13.2

Dimensiunile caracteristice ale piciorului bieiei

Dimensiunea	MAS	MAC
Diametrul exterior al piciorului, $d_e$	$(1,25 \dots 1,65)d_{eb}$	$(1,3 \dots 1,7)d_{eb}$
Grosimea radială a piciorului, $h_p$	$(0,16 \dots 0,27)d_{eb}$	$(0,16 \dots 0,20)d_{eb}$
Grosimea radială a bușei, $h_b$	$(0,075 \dots 0,085)d_{eb}$	$(0,080 \dots 0,085)d_{eb}$

mală. Dacă  $N_p$  și  $N_b$  sînt forțele normale din secțiune, preluate de picior și bușă, atunci evident  $N_\phi = N_p + N_b$ . Întrucît  $\sigma_p = \varepsilon E_{OL} = N_p/A_p$  și  $\sigma_b = \varepsilon E_{Bz} = N_b/A_b$  ( $\sigma_p$ ,  $\sigma_b$ ,  $A_p$ ,  $A_b$ ,  $E_{OL}$  și  $E_{Bz}$  sînt eforturile unitare, ariile secțiunilor și modulele de elasticitate ale bieiei sau oțelului, respectiv bușei sau bronzului, iar  $\varepsilon$  este alungirea); rezultă  $N_\phi = \varepsilon \cdot (A_p E_{OL} + A_b E_{Bz})$ . Notînd cu  $K$  fracțiunea din forța  $N_\phi$  preluată de picior ( $N_p = KN_\phi$ ) rezultă evident pentru  $K$  expresia (6). Eforturile unitare din fibra exterioară  $\sigma_{\phi_e}^t$  și fibra interioară  $\sigma_{\phi_i}^t$  produse de forța  $F_t$  variază cu secțiunea (v. fig. 13.22, b). Primul atinge valoarea maximă în secțiunea de încastrare, ultimul într-o secțiune situată la  $90^\circ$  față de secțiunea verticală. Eforturile unitare în secțiunea de încastrare se calculează cu relațiile (7) și (8) stabilite pentru barele curbe de secțiune dreptunghiulară. Solicitarea în secțiunea de încastrare este cu atît mai redusă cu cît unghiul  $\phi_I$  este mai mic (pentru  $\phi_I = 110^\circ$  efortul unitar este de circa două ori mai mic decît pentru  $\phi_I = 125^\circ$ ); în acest caz piciorul se rigidizează dar masa crește.

2). *Solicitarea de comprimare.* Forța de comprimare  $F_c$  are valoarea maximă cînd presiunea în cilindru este maximă. Se admite convențional că forța maximă de compresiune se realizează în  $\phi_{mi}$  și este determinată de forța maximă de presiune redusă de forța de inerție — relația (9). La determinarea eforturilor unitare produse de forța  $F_c$ , primele două ipoteze din cazul precedent se admit neschimbate; ipoteza a treia se substituie cu una mai apropiată de realitate și anume, se admite că forța  $F_c$  se distribuie pe jumă-

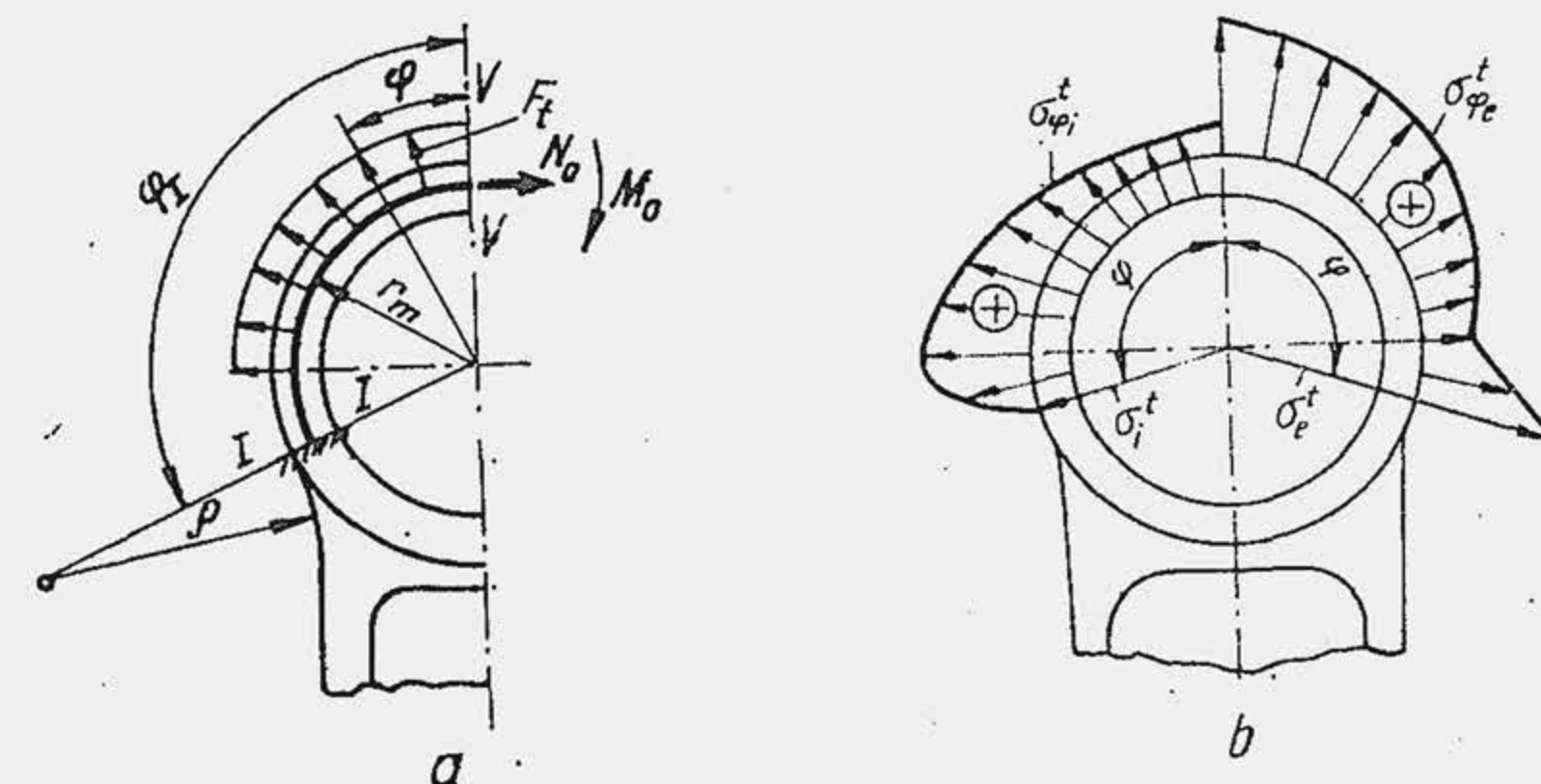


Fig. 13.22. Solicitarea piciorului bieiei la întindere.



Tabela 13.3

## Relații de calcul pentru verificarea piciorului bielei

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Forța de întindere (tracțiune) a piciorului	$F_t = (F_{AP})_{\alpha=0} = -m_{pr}\omega^2(1 + \Lambda)$ (1)
Momentul încovoietor în secțiunea I—I, determinat de forța $F_t$	$M_{\varphi I}^t = M_0^t + N_0^t r_m (1 - \cos \varphi_I) - 0,5 F_t r_m (\sin \varphi_I - \cos \varphi_I)$ (2)
Forța normală în secțiunea de încastrare, determinată de forța $F_t$	$N_{\varphi I}^t = N_0^t \cos \varphi_I + 0,5 F_t (\sin \varphi_I - \cos \varphi_I)$ (3)
Momentul încovoietor în secțiunea V—V, determinat de forța $F_t$	$M_0^t = F_t r_m (0,00033 \varphi_I^0 - 0,0297)$ (4)
Forța normală în secțiunea V—V, determinat de forța $F_t$	$N_0^t = F_t (0,572 - 0,0008 \varphi_I^0)$ (5)
Coeficientul de proporționalitate $K$	$K = \frac{1}{1 + \frac{A_b}{A_p} \frac{E_{Bz}}{E_{OL}}}$ (6)
Efortul unitar în fibra exterioră, determinat de forța $F_t$ , în secțiunea $\varphi_I$	$\sigma_e^t = \left[ 2M_{\varphi I}^t \frac{6r_m + h_p}{h_p(2r_m + h_p)} + KN_{\varphi I}^t \right] \frac{1}{bh_p}$ (7)
Efortul unitar în fibra interioară, determinat de forța $F_t$ , în secțiunea $\varphi_I$	$\sigma_i^t = \left[ -2M_{\varphi I}^t \frac{6r_m - h_p}{h_p(2r_m - h_p)} + KN_{\varphi I}^t \right] \frac{1}{bh_p}$ (8)
Forța de comprimare a piciorului	$F_c = \frac{\pi D^2}{4} p_{max} - m_{pr} \omega^2 (1 + \Lambda)$ (9)
Momentul încovoietor în secțiunea I—I, determinat de forța $F_c$	$M_{\varphi I}^c = M_0^c + N_0^c r_m (1 - \cos \varphi_I) - F_c r_m \left( \frac{\sin \varphi_I}{2} - \frac{\varphi_I}{\pi} \sin \varphi_I - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_I \right)$ (10)
Forța normală în secțiunea I—I, determinată de forța $F_c$	$N_{\varphi I}^c = N_0^c \cos \varphi_I + F_c \left( \frac{\sin \varphi_I}{2} - \frac{\varphi_I}{\pi} \sin \varphi_I - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_I \right)$ (11)
Efortul unitar în fibra exterioră, determinat de forța $F_c$	$\sigma_e^c = \left[ 2M_{\varphi I}^c \frac{6r_m + h_p}{h_p(2r_m + h_p)} + KN_{\varphi I}^c \right] \frac{1}{bh_p}$ (12)
Efortul unitar în fibra interioară, determinat de forța $F_c$	$\sigma_i^c = \left[ -2M_{\varphi I}^c \frac{6r_m - h_p}{h_p(2r_m - h_p)} + KN_{\varphi I}^c \right] \frac{1}{bh_p}$ (13)
Stringerea termică	$S_t = d_i (\alpha_{Bz} - \alpha_{OL}) (t - 15^\circ)$ (14)

Tabela 13.3 (continuare)

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Presiunea de fretaj	$p_f = \frac{S_m + S_t}{d_i \left[ \frac{d_e^2 + d_i^2}{d_e^2 - d_i^2} + \nu \frac{d_i^2 + d_{eb}^2}{d_i^2 - d_{eb}^2} - \nu \right]} \quad (15)$
Efortul unitar în fibrele exterioră și interioară, determinat de presiunea $p_f$	$\sigma_e^f = p_f \frac{2d_i^2}{d_e^2 - d_i^2} \quad (16); \quad \sigma_i^f = p_f \frac{d_e^2 + d_i^2}{d_e^2 - d_i^2} \quad (16')$
Eforturile unitare maxime și minime din fibra exterioră	$\sigma_{max} = \sigma_e^f + \sigma_e^t \quad (17)$ $\sigma_{min} = \sigma_e^f + \sigma_e^c \quad (17')$
Coeficientul de siguranță	$c = \frac{\sigma_{-1t}}{\frac{1}{\varepsilon \gamma} \frac{\beta_k}{\sigma_v} \sigma_v + \psi \sigma_m} = 2,5 \dots 5 \quad (18)$
Deformația piciorului	$\delta(d_i)_{max} = \frac{8F_{pr}^3 (\varphi_I^0 - 90^\circ)^2}{10^6 E_{OL} I} \quad (19)$

Valori pentru dezvoltarea calculului:

$\varphi_I = 90^\circ \dots 130^\circ$ ;  $E_{OL} = 2,1 \dots 2,2 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>;  $E_{Bz} = 1,15 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\nu = 0,3$   
 $S_m = 0,004 \dots 0,008$  mm,  $t = 100 \dots 150^\circ\text{C}$ ;  $\alpha_{OL} = 10 \cdot 10^{-6}$  1/grd;  $\alpha_{Bz} = 18 \cdot 10^{-6}$  1/grd  
 $\sigma_{-1t} = 1800 \dots 2500$  daN/cm<sup>2</sup> (oțel carbon);  $\sigma_{-1t} = 3400 \dots 4000$  daN/cm<sup>2</sup> (oțel aliat)  
 $\psi = 0,12 \dots 0,2$ ;  $\beta_k = 1$ . Cu titlu informativ  $\sigma_{-1t} \approx (0,7 \dots 0,9) \sigma_{-1}$ ;  $\varepsilon, \gamma$  din figura 13.24.

tatea inferioară a piciorului după o lege sinusoidală (fig. 13.23, a). Momentul încovoietor și forța normală în secțiunea I—I, determinate de forța  $F_c$ , sînt date de relațiile (10) și (11) în care unghiul  $\varphi_I$  se măsoară în radiani. Momentul încovoietor și forța normală în secțiunea V—V sînt calculate în

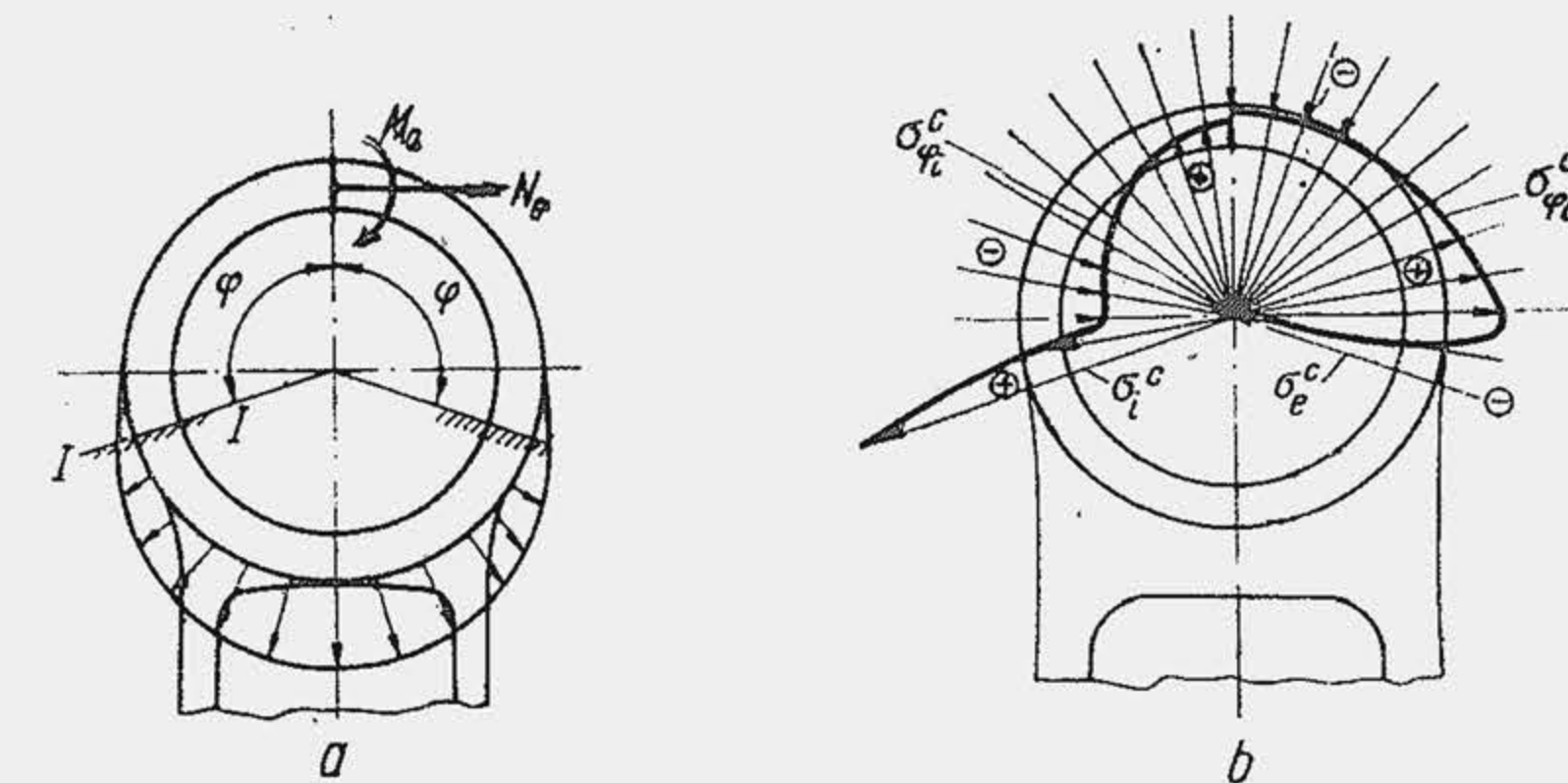


Fig. 13.23. Solicitarea piciorului bielei la compresiune.



Tabela 13.4

Valoarea relativă a momentului  $M_0^c$  și forței  $N_0^c$ 

Mărimea	$\varphi_I$							
	90°	100°	105°	110°	115°	120°	125°	130°
$N_0^c/F_c \cdot 10^3$	0	0,1	0,5	0,9	1,8	3,0	6,0	8,5
$M_0^c/F_c r_m \cdot 10^3$	0	0,03	0,1	0,25	0,6	1,1	1,8	3,0

0,326 Nm

tabela (13.4). Eforturile unitare în fibra exterioră ( $\sigma_{\phi_e}$ ) și fibra interioară ( $\sigma_{\phi_i}$ ) variază cu poziția secțiunii ( $b$ ): se observă că efortul unitar maxim de întindere se realizează în fibra interioară în secțiunea de încăstrare, iar efortul unitar maxim de compresiune, în fibra exterioră din aceeași secțiune. Eforturile unitare în secțiunea de încăstrare se determină pe baza relațiilor (12) și (13) din tabela (13.3) asemănătoare cu precedentele.

3). *Solicitarea de fretare este o solicitare de compresiune.* Ansamblul picior-bucșă se asimilează cu un sistem de două tuburi fretate, confecționate din materiale diferite. În timpul funcționării, bucșă din Bz se dilată mai mult decât piciorul bielei, ceea ce produce o solicitare suplimentară de compresiune. Diferența dintre creșterea diametrului exterior al bucșei —  $\alpha_{Bz} d_i (t - 15^\circ)$  și diametrul interior al piciorului —  $\alpha_{OL} d_i (t - 15^\circ)$  reprezintă strângerea termică  $S_t$  dată de relația (14) care se adaugă la strângerea de montaj  $S_m$ . Presiunea  $p_f$ , produsă prin strângere între cele două tuburi este precizată de relația (15) în care  $\nu$  este coeficientul lui Poisson. Eforturile unitare tangențiale produse de strângerea  $S_m + S_t$  sînt precizate de relațiile (16) și (16'). Când bolțul se fixează cu strângere,  $S_t = 0$ .

Coeficientul de siguranță se determină considerînd solicitarea la oboseală. Fibra exterioră din secțiunea de încăstrare este fibra cea mai oboșită. Eforturile unitare maxim și minim sînt precizate de relațiile (17) și (17'), observîndu-se că  $\sigma_e^c$  este de semn opus lui  $\sigma_e^t$ . Ciclul de încărcare fiind asimetric, coeficientul de siguranță la oboseală este precizat de relația (18). În tabela (13.3) se indică valorile necesare pentru desfășurarea calculelor care se completează cu cele din figura 13.24.

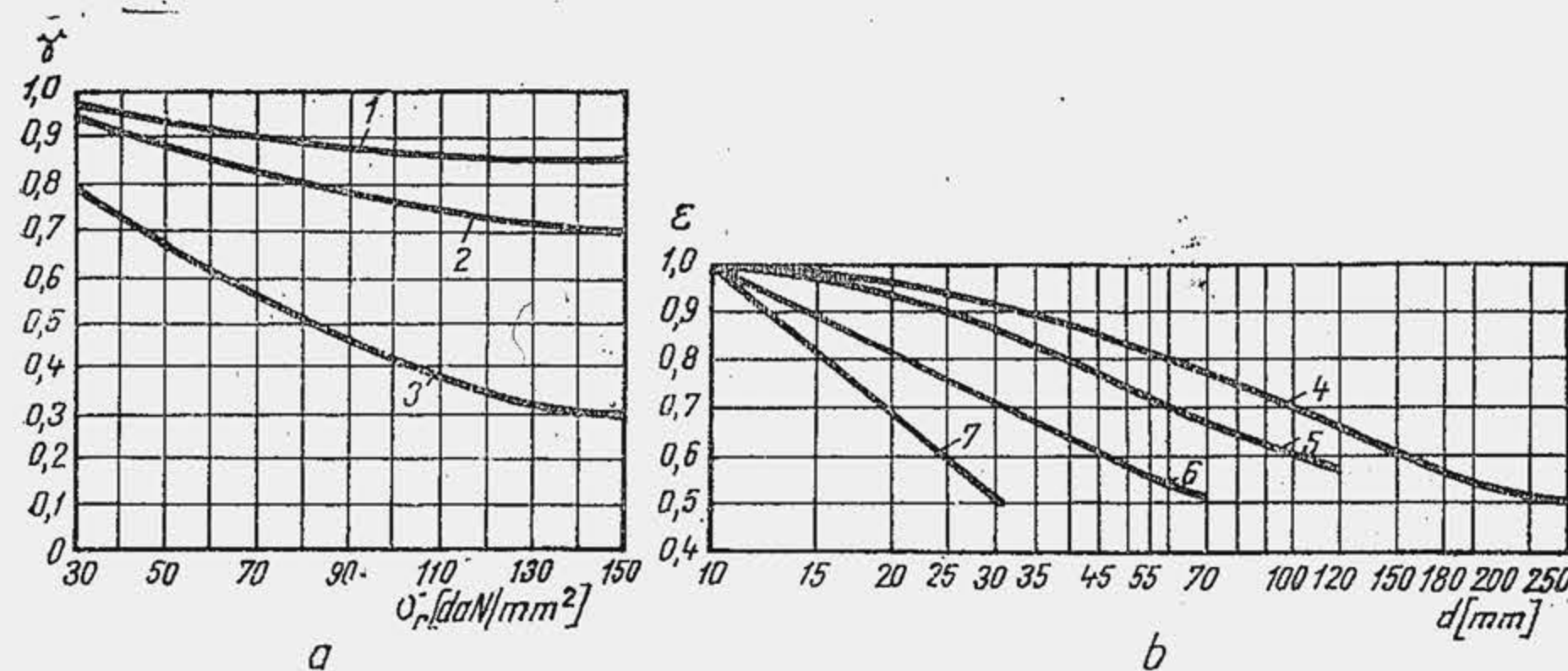


Fig. 13.24. Diagrame pentru precizarea coeficienților de calitate (a) și dimensional (b).  
1 — șlefuire fină; 2 — șlefuire brută; 3 — suprafața laminată cu crustă; 4 — oțel carbon fără concentratori;  
5 — oțel aliat fără concentratori și oțel carbon cu concentratori moderați; 6 — oțel aliat cu concentratori; 7 — oțel aliat cu concentratori foarte mari.

Tabela 13.5

Dimensiunile corpului bielei

Dimensiunea	Relația
	$B = 0,75 H$ $a = 0,167 H$ $h = 0,666 H$ $e = 0,583 H$ $H_p = (0,48 \dots 1,0) d_e$ $H_c = (1,1 \dots 1,35) H_p$

Deformația piciorului bielei nu trebuie să depășească  $1/2$  din jocul de montaj pentru a preveni griparea bolțului flotant în bucșă. Deformația se produce sub acțiunea forței de inerție, se calculează pe baza ecuației lucrului mecanic de deformare și se obține relația (19) în care momentul de inerție  $I = bh_p^3/12$ .

**Corpul bielei.** Dimensiunile caracteristice mai răspândite pentru profilul dublului T al corpului bielei sînt indicate în tabela (13.5) unde  $H$  reprezintă lățimea tălpilor. Dacă lățimea  $H$  variază de la picior ( $H_p$ ) la cap ( $H_c$ ) pentru dimensiunile caracteristice  $H_p$  și  $H_c$  sînt date relații tot în tabela (13.5). Calculul de verificare se dezvoltă în secțiunea mediană  $M-M$  a corpului și în secțiunea minimă  $m-m$  sub picior (fig. 13.25, a). Secțiunea mediană  $M-M$  este solicitată la întindere de forța de inerție a masei grupului piston și a masei bielei  $m'_B$  situată deasupra ei. Se admite că  $m'_B = m_{BP}$ , deci forța de inerție se calculează din relația (10.37) când echipajul mobil este la  $\phi_{mi}$ , la începutul cursei de admisiune, forța de presiune fiind neglijabilă — relația (1) din tabela 13.6. Dacă se dezvoltă calculul în secțiunea minimă  $m-m$  forța  $F_t$  este dată de relația (1'); efortul unitar de întindere este precizat evident de relația (2). Efectul flambajului în cele două plane de

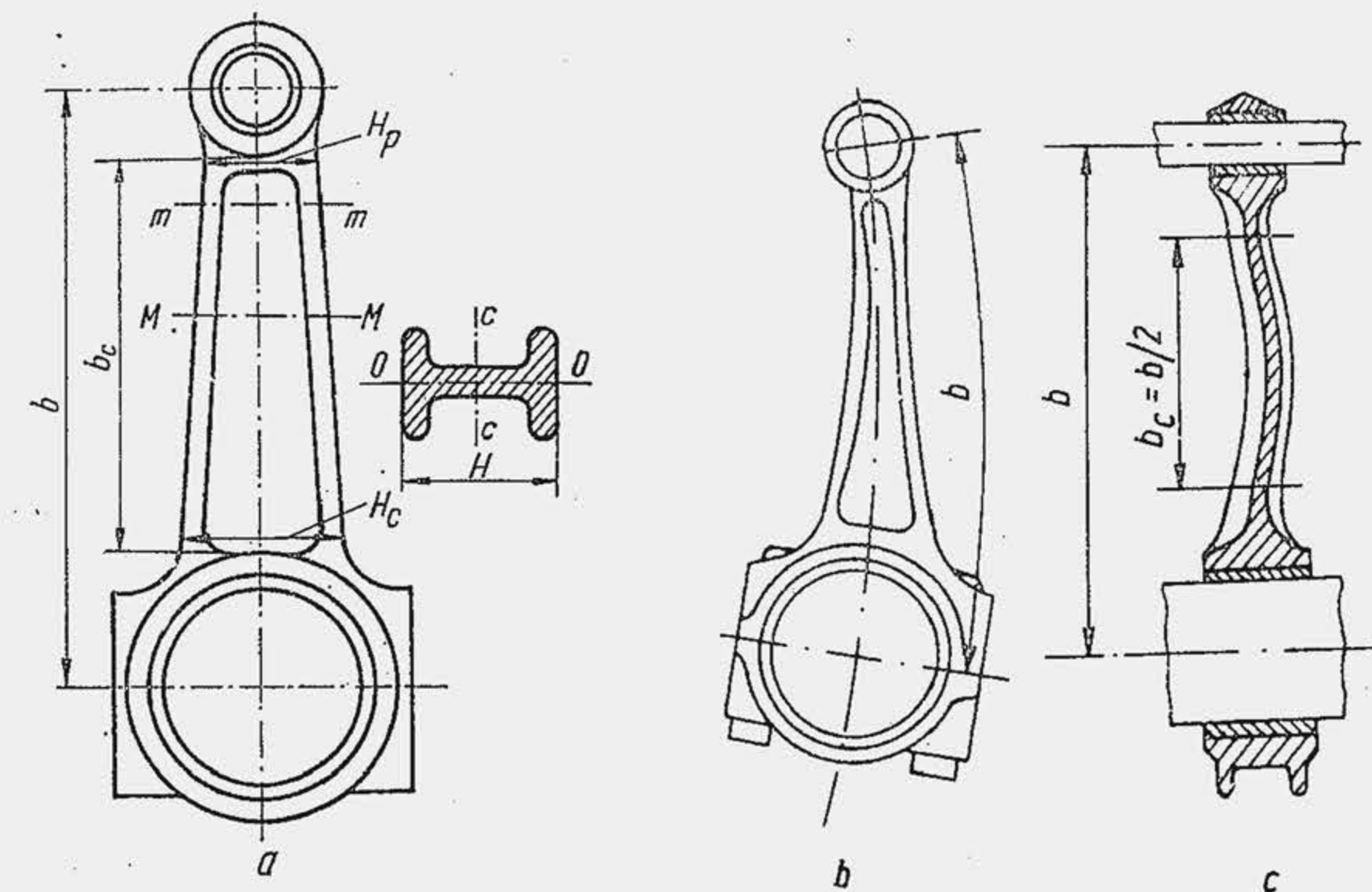


Fig. 13.25. Dimensiunile corpului (a) și deformarea lui la flambaj în planul de oscilație (b) și în planul de încăstrare (c).



Relații de calcul pentru verificarea corpului bieiei

Tabela 13.6

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Forța de întindere (tracțiune)	$F_t = (F_A)_{\alpha=0} = -m_A r \omega^2 (1 + \Lambda) = -2736,9 \text{ N}$ $F_t = (F_{AP})_{\alpha=0} = -m_P r \omega^2 (1 + \Lambda) = -21137 \text{ N}$ (1)
Efortul unitar de întindere	$\sigma_t = F_t / A = 390 \text{ daN/cm}^2$ (2)
Forța de compresiune	$F_c = \frac{\pi D^3}{4} p_{max} - m_A r \omega^2 (1 + \Lambda) = 33903 \text{ N}$ (3)
Efortul unitar de compresiune	$\sigma_c = F_c / A = 484 \text{ daN/cm}^2$ (4)
Eforturile unitare de flambaj în planul de oscilație ( $\sigma_f^0$ ) și planul de încastrare ( $\sigma_f^c$ )	$\sigma_f^0 = \frac{\sigma_c}{\pi^2 E} \cdot \frac{b^2}{I_c} F_c$ (5)
	$\sigma_f^c = \frac{\sigma_c}{\pi^2 E} \cdot \frac{b_c^2}{I_0} F_c$ (6)
	$\sigma^0 = K_0 \frac{F_c}{A} < \sigma_a$ (7)
	$\sigma^c = K_c \frac{F_c}{A} < \sigma_a$ (8)
	unde
Suma eforturilor unitare de compresiune și flambaj	$K_0 = 1 + C \frac{b^2 A}{I_c}$ (9)
	$K_c = 1 + \frac{b_c^2 A}{I_0}$ (10)
	$C = \frac{\sigma_c}{\pi^2 E}$
Eforturile unitare maxim și minim la motoarele în 4 timpi	$\sigma_{max} = \sigma^0$ (11)
	$\sigma_{min} = \sigma_t$ (12)
Coeficientul de siguranță	$c = \frac{\sigma_{-1t}}{\frac{\beta_k}{\epsilon \gamma} \sigma_v + \psi \sigma_m} = 2 \dots 2,5$ (13)

Valori pentru dezvoltarea calculului:

$C = 0,00015 \dots 0,0005$ ;  $\sigma_a = 1600 \dots 2500 \text{ daN/cm}^2$  (biele din oțel carbon);  $\sigma_a = 2000 \dots 3000 \text{ daN/cm}^2$  (biele din oțel aliat);  $\sigma_{-1t} = 1800 \dots 2500 \text{ daN/cm}^2$  (biele din oțel carbon);  $\sigma_{-1t} = 3400 \dots 4000 \text{ daN/cm}^2$  (biele din oțel aliat);  $\epsilon$  — din figura 13.24,  $b$ , unde se identifică  $d$  cu  $H$ ;  $\gamma$  — din figura 13.24,  $a$ , sau  $1,1 \dots 1,5$  pentru biele ecruisate;  $\beta_k = 1$ ;  $b/b_c = 1,15 \dots 3$ ; teoretic  $b/b_c = 2$

oscilație și de încastrare se arată în figura 13.25 ( $b$  și  $c$ ). Lungimea de calcul în planul de articulație este distanța  $b$  dintre axe; lungimea  $b_c$  în planul de încastrare variază de la  $b/2$  pînă la distanța dintre extremitățile piciorului și capului bieiei ( $a$ ). Forța de compresiune în secțiunea mediană este determinată de relația (3) stabilită în aceleași ipoteze cu relația (9) din tabela 13.3, iar efortul unitar este precizat de relația (4). Eforturile unitare de flambaj, în planul de oscilație ( $\sigma_f^0$ ) și în planul de încastrare ( $\sigma_f^c$ ) se determină cu relațiile Navier-Rankine, relațiile (5) și (6), în care  $\sigma_c$  este limita de elasticitate iar  $b$ ,  $b_c$  și  $I_c$ ,  $I_0$  sînt lungimile și momentele de inerție (v. fig. 13.25) determinate în planul de oscilație, respectiv în planul de încastrare. Pentru o solicitare rațională a materialului este de dorit să aibă loc condiția  $\sigma_f^0 = \sigma_f^c$  ceea ce conduce la relația  $I_c = I_0 (b/b_c)^2$ . Cu  $b/b_c = 2,78$  se obține  $I_c = 7,76 I_0$  valoare realizată la biela motorului de turism Renault cu  $S/D = 85/105 \text{ mm}$ . Pentru MAC, secțiunea bieiei este mai masivă și se realizează  $b/b_c = 1,3 \dots 1,6$ . Însumînd eforturile unitare de compresiune și flambaj se obțin relațiile (7) și (8) unde  $K_0$  și  $K_c$  din relațiile (9) și (10) rezultă prin identificare. La motoarele pentru automobile, mai ales cele cu cursă scurtă rezultă  $K_0 \simeq K_c = 1,1 \dots 1,15$  ceea ce arată că tensiunile de flambaj depășesc numai cu  $10 \dots 15\%$  pe cele de compresiune, fiind astfel de mică importanță; ele iau valori importante la MAC cu biele lungi. Valorile admisibile  $\sigma_a$  pentru eforturile unitare  $\sigma^0$  și  $\sigma^c$  sînt arătate în tabela 13.6. În unele cazuri se recomandă pentru biele din oțel aliat  $\sigma_a = 20 \dots 22 \text{ daN/mm}^2$ . Întrucît corpul bieiei este supus unor solicitări variabile de întindere și compresiune se determină eforturile unitare maxime (rel. 11) și minime (rel. 12), după care se calculează coeficientul de siguranță la solicitarea variabilă de întindere — compresiune (rel. 13).

**Capul bieiei.** Dimensiunile principale ale capului bieiei (diametrul interior și lungimea) sînt determinate de cele ale manetonului (v. par. 14.4).

Tabela 13.7

Relații de calcul pentru verificarea capului bieiei

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Forța de întindere *	$F_t = F_A + F_{RB}$ (1)
	$F_t = -[m_A r \omega_{max}^2 (1 + \Lambda) + (m_{BM} - m_C)] r \omega_{max}^2$ (2)
Efortul unitar în fibra interioară în secțiunea I — I	$\sigma = F_t \left[ \frac{0,023 \bar{d}_C}{\left(1 + \frac{I_{Cuz}}{I_C}\right) W_C} + \frac{0,4}{A_C + A_{Cuz}} \right]$ (3)
	$\sigma_a = 1000 \dots 1500 \text{ daN/cm}^2$
Deformația capului	$\delta(\bar{d}_C)_{max} = \frac{0,0024 F_t \bar{d}_C^3}{E(I_C + I_{Cuz})} \leq \frac{1}{2} \Delta$ (4)
	$\Delta = (0,0003 \dots 0,003) d_M$

\* Verificarea se face pentru viteza unghiulară maximă  $\omega_{max}$ , care corespunde turației maxime de mers în gol. La MAS fără limitator  $n_{max} = (1,5 \dots 1,7) n_P$ ; la MAC, turația maximă de mers în gol pe caracteristica de regulator (v. par. 18.6).



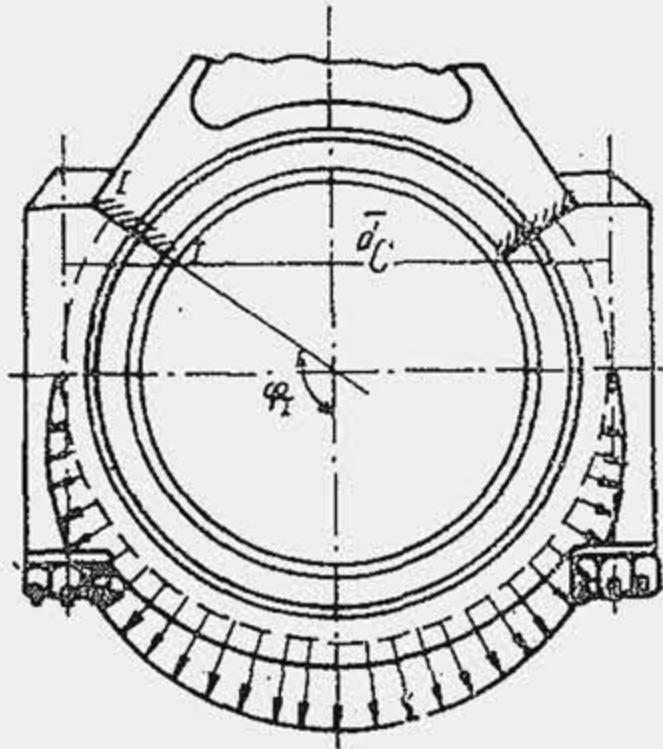


Fig. 13.26. Solicitarea capului bieiei la întindere.

Întrucât partea superioară a capului se racordează larg cu corpul, solicitarea de compresie este neînsemnată. Solicitarea de întindere se transmite numai capacului și este determinată de forța de inerție a pieselor cu mișcare de translație ( $F_A$ ) și de forța centrifugă  $F'_R$  a masei bieiei  $m_{BM}$ , mai puțin masa capacului  $m_C$  — relațiile (1) și (2) din tabela 13.7. Se admit următoarele ipoteze: 1) capul bieiei este o bară curbă, continuă, capacul fiind montat cu strângere; 2) secțiunea cea mai solicitată este secțiunea de încastrare  $I-I$  (fig. 13.26), situată în dreptul locașurilor pentru capul șuruburilor; 3) capul bieiei are secțiunea constantă de diametru mediu  $\bar{d}_C$  egal cu distanța dintre axele șuruburilor (capul are o secțiune variabilă, greu de apreciat în calcul); 4) forța de întindere este distribuită pe jumătatea inferioară a capului bieiei după o lege sinusoidală; 5) cuzinetul preia o fracțiune din momentul încovoietor și forța normală întrucât este montat cu strângere; 6) ciclul de încărcare a capacului bieiei este pulsator (deci e suficient să se compare eforturile unitare maxime). Întrucât unghiul de încastrare variază în limite restrânse se determină efortul unitar în fibra exterioră în ipoteza că  $\varphi_I = 130^\circ$ , relația (3), unde  $A_C$ ,  $A_{cuz}$ ,  $I_C$  și  $I_{cuz}$  sînt ariile și momentele de inerție ale secțiunii capacului, respectiv cuzinetului, iar  $W_C$  modul de rezistență al capacului. Deformația maximă se produce în secțiunea de separare a capacului de cap, sub acțiunea forței de inerție; este precizată de relația (4) și nu trebuie să depășească  $1/2$  din jocul de montaj  $\Delta$ , arătat în tabelă ( $d_M$  — diametrul manetonului).

**Calculul șuruburilor.** Șurubul se dimensionează la întindere și se verifică la oboseală. În timpul funcționării, asupra șurubului lucrează forța  $F_f$  care se determină astfel: dacă  $z$  este numărul de șuruburi iar  $F_t$  (relația 1 — tab. 13.7) este forța care acționează asupra capacului, forța care ar reveni unui șurub cînd planul de separare este normal, ar fi  $F'_t = F_t/z$ . Sub acțiunea forței inițiale de prestrîngere  $F_0$ , șurubul se deformează cu mărimea  $\delta_s$ , iar ansamblul cap-capac cu mărimea  $\delta_c$  (fig. 13.27, a). Cele două deformații nu sînt de aceeași valoare, deoarece elasticitățile pieselor sînt diferite. Dacă asupra ansamblului lucrează în timpul funcționării, forța de întindere  $F'_t$  șurubul se întinde în plus cu mărimea  $\delta'_s$  (b), iar capul fiind elastic își reduce deformația inițială la valoarea  $\delta'_c$ . Modificarea forțelor și deformațiilor în timpul funcționării se urmărește comod, într-o diagramă forță-deformație (c).

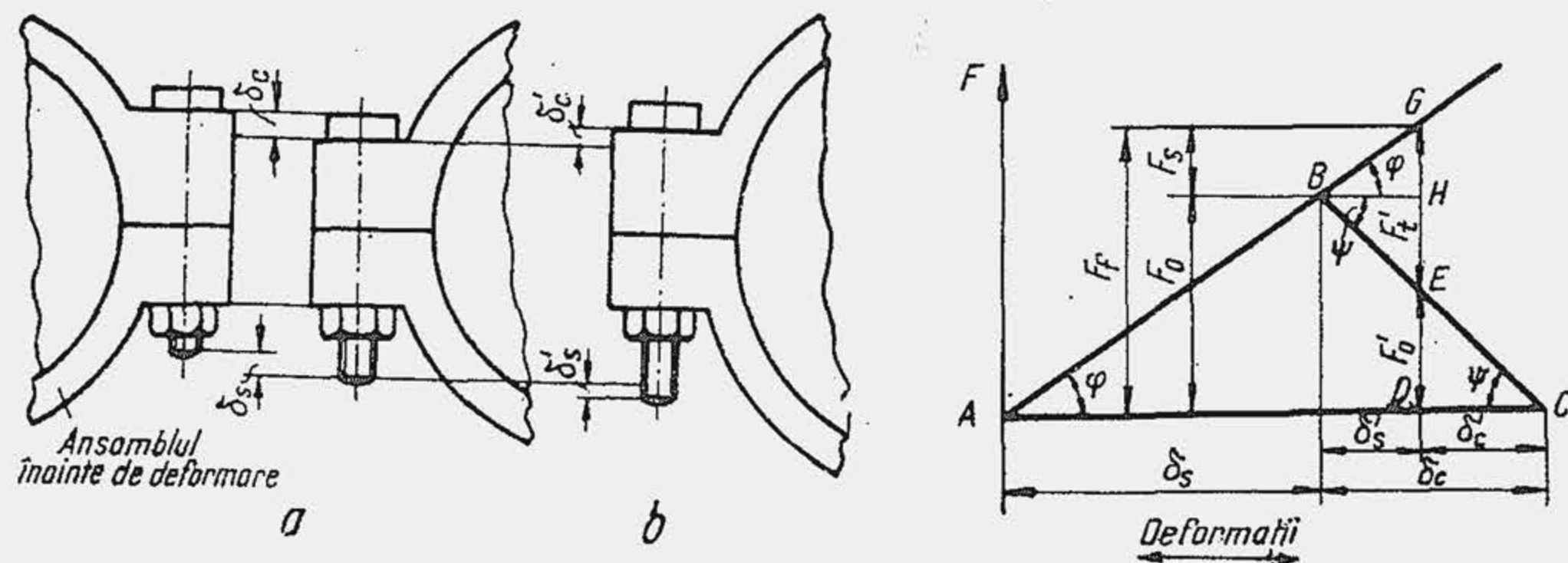


Fig. 13.27. Scheme de deformare a șurubului și capului (a și b); diagrama forță-deformație a șurubului (c).

Forța care produce deformația totală ( $\delta_s + \delta'_s$ ) a șurubului în timpul funcționării se obține ridicînd din  $D$  o verticală pînă întîlnește dreapta  $AB$  în  $G$ . Evident,  $\overline{DG} = F_f$ . Ansamblul cap-capac se descarcă, forța  $F'_0$  fiind mai mică decît forța  $F_0$ . Așadar, în timpul funcționării asupra șurubului lucrează forța suplimentară  $F_s$  și nu chiar forța  $F'_t$ . Se obțin egalitățile:  $F_f = F_0 + F_s = F'_t + F'_0$ . Pentru a asigura etanșeitatea ansamblului, necesară regimului hidrodinamic de ungere, forța de prestrîngere trebuie să îndeplinească următoarea condiție:  $F_0 > F'_t$  altfel, deformația capului și strîngerea cuzinetului se anulează; pe de altă parte, forța  $F_0$  nu trebuie să fie nici prea mare, deoarece solicită puternic șurubul la întindere. Astfel, se ia  $F_0 = (2 \dots 3) F'_t$ .

Forța suplimentară  $F_s$  se determină ținînd seama de elasticitatea sistemului. Din  $\triangle GBH$  rezultă  $F_s = \delta'_s \operatorname{tg} \varphi$ ; pe de altă parte  $F'_t = \overline{EH} + \overline{HG} = \delta'_s \operatorname{tg} \psi + \delta'_s \operatorname{tg} \varphi$ , astfel încît  $F_s/F'_t = (\operatorname{tg} \varphi)/(\operatorname{tg} \psi + \operatorname{tg} \varphi)$ . Dar  $\operatorname{tg} \psi$  și  $\operatorname{tg} \varphi$  sînt chiar rigiditățile pieselor care se determină din ecuația de deformație ( $\delta = LF/AE$ ). Prin definiție, rigiditatea  $k = F/\delta$  sau  $k = AE/L$ . Din diagrama forță-deformație rezultă:  $\operatorname{tg} \varphi = F_0/\delta_s$  și  $\operatorname{tg} \psi = F_0/\delta_c$  adică  $\operatorname{tg} \varphi = k_s$  și  $\operatorname{tg} \psi = k_c$ . Ca urmare

$$F_s = \frac{k_s}{k_s + k_c} F'_t \text{ sau } F_s = \kappa F'_t.$$

Constanta  $\kappa$  se poate calcula pe baza dimensiunilor și elasticității ansamblului. Pentru motoarele de automobil cu diametru mare al capului  $\kappa = 0,2 \dots 0,25$  și scade la  $0,15$  pentru diametre mici. Diametrele fundului filetului  $d_s$  și al părții netede  $d'$  se determină cu relațiile (1) și (2) din tabela 13.8 unde  $c_c$  este coeficientul de siguranță;  $\sigma_c$  — limita de curgere;  $C_1$  — factorul care ține seama de solicitările suplimentare de răsucire care apar la strîngerea piuliței;  $C_2$  — factorul care ține seama de curgerea materialului în prezența filetului. Coeficienții  $C_1$  și  $C_2$  nu se introduc în relația (2) pentru a nu mări rigiditatea șurubului ( $d'_s < d_s$  este avantajos pentru solicitarea la oboseală).

Verificarea la oboseală se efectuează ținînd seama că ciclul de solicitare este ondulant pozitiv sau pulsant (fig. 13.28, a); efortul unitar maxim este determinat de forța  $F_f$ , relația (3), iar cel minim de forța  $F_0$ , relația (4). Coeficientul de siguranță se calculează pe baza diagramei schematizate prin două linii frînte — metoda Serensen (b). Dacă ciclul este situat deasupra liniei  $OB$  — ciclul asimetric sau pulsant — coeficientul de siguranță e dat de relația (5); dacă ciclul este situat sub dreapta  $OB$  — ciclul ondulant — coeficientul de siguranță e dat de relația (6). Dacă este îndeplinită condiția (7) se aplică relația (5), dacă nu este îndeplinită, se aplică relația (6).

Diagramele din figura 13.28 a și c evidențiază căile de reducere a amplitudinii ciclurilor de solicitare la oboseală; una din posibilități este micșorarea rigidității șurubului ( $\varphi \rightarrow \varphi'$ ) care se obține prin mărirea lungimii lui, micșorarea secțiunii sau reducerea modului de elasticitate; a doua posibilitate este mărirea rigidității capului ( $\psi \rightarrow \psi'$ ), a treia posibilitate este mărirea forței de prestrîngere. Rolul deosebit pe care îl are forța de prestrîngere (asigură contactul între cuzinet și cap necesar pentru evacuarea de căldură, pentru a preveni rotirea și vibrația cuzinetului, modifică ciclul de solicitare variabilă), impune controlul ei atent la montaj.

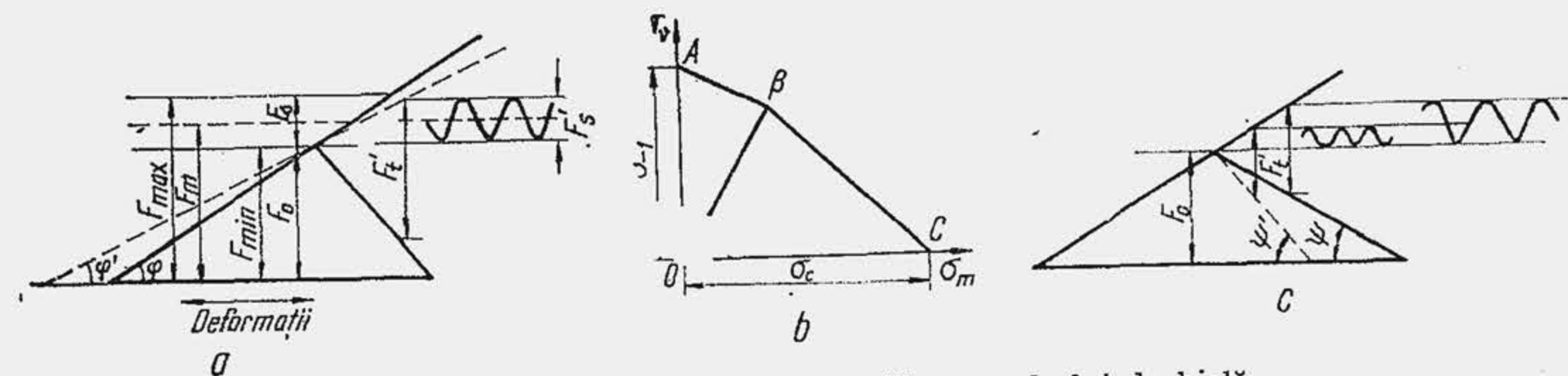


Fig. 13.28. Cicluri de solicitare la oboseală a șurubului de bielă.



Tabela 13.8

## Relații de calcul pentru verificarea șurubului de bielă

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Diametrul fundului filetului	$\frac{\pi d_s^2}{4} = c_c \frac{C_1 F_f}{C_2 \sigma_c}$ (1)
Diametrul părții nefiletate	$\frac{\pi d_s'^2}{4} = c_c \frac{F_f}{\sigma_c}$ (2)
Eforturile unitare în secțiunea filetată ( $A_s$ ) și în secțiunea nefiletată ( $A_s'$ )	$\sigma_{max} = \frac{F_f}{A_s}$ (3); $\sigma_{max} = \frac{F_f}{A_s'}$ (3')
	$\sigma_{min} = \frac{F_0}{A_s}$ (4); $\sigma_{min} = \frac{F_0}{A_s'}$ (4')
Coeficientul de siguranță pentru ciclurile situate deasupra liniei OB	$c = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_k}{\epsilon \gamma} \sigma_v + \psi \sigma_m} = 2,5 \dots 4,0$ (5)
Coeficientul de siguranță pentru ciclurile situate sub linia OB	$c = \frac{\sigma_c}{\frac{\beta_k}{\epsilon \gamma} \sigma_v + \sigma_m} = 1,3 \dots 2,0$ (6)
Condiția pentru aplicarea relației (5)	$\frac{\sigma_v}{\sigma_m} > \frac{\theta - \psi}{1 - \theta} \left( \theta = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_c}; \psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \right)$ (7)

Valori pentru dezvoltarea calculelor:

$c_c = 1,25 \dots 3,0$  (spre limita superioară când este importantă solicitarea la șoc);  
 $C_1 = 1,3$ ;  $C_2 = 1,15$ ; pentru oțeluri aliate  $\sigma_c = 6000 \dots 14000$  daN/cm<sup>2</sup>;  
 $\sigma_{-1} = 3000 \dots 7000$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\beta_k = 3,0 \dots 4,5$  (pentru oțel carbon);  
 $\beta_k = 4,0 \dots 5,5$  (pentru oțeluri aliate);  $\psi = 0,2$ ;  $\epsilon = 0,8 \dots 1,0$ ;  $\gamma = 1 \dots 1,5$ .

De aceea, strângerea se face cu cheia dinamometrică, aplicînd cuplul de prestrîngere care rezultă la proiectare și s-a verificat experimental (tab. 13.9). Pentru motorul turismului Dacia 1300 se prescrie  $\approx 4,5$  daN·m iar pentru motorul SR - 211,  $\approx 7$  daN·m.

**Jocuri de montaj.** Jocul dintre bolț și bușă s-a precizat în capitolul 12. Jocul radial dintre maneton și cuzinet se limitează pentru a asigura regimul hidrodinamic și a atenua efectul de șoc; este arătat în tabela 13.7. Jocurile axiale se limitează pentru a atenua scăpările de ulei și scăderea presiunii în stratul de ulei; se indică pe figura 13.11. Jocul radial este de

Tabela 13.9

## Cuplul de prestrîngere a șuruburilor de bielă

Diametrul șurubului, în mm	8	10	12	14	16
Cuplul, în daN·m	3...4	5	9	13	22

0,03...0,09 mm la motorul SAVIEM 797-05 și 0,06...0,13 la motorul MAN D2156; jocul axial la cele două motoare este 0,08...0,22 mm, respectiv 0,22...0,31 mm.

## 13.5. PRECIZIA FABRICAȚIEI

Rugozitatea suprafeței interioare a piciorului și capului bielei nu trebuie să fie mai mare decît 0,3...0,8 μm. Abaterea de la paralelism pentru axele piciorului și capului să nu depășească 0,04...0,06 mm pentru 100 mm lungime.

## BIBLIOGRAFIE

1. Besinger, W. și Meier, A. *Kolben, Pleuel und Kurbelwelle bei schnelllaufenden Verbrennungsmotoren*, Berlin, Springer Verlag, 1961.
2. Buty, L. și Petricenko, M. *L'Attelage mobile des moteurs rapides*. Paris, Soc. des Éditions Technip, 1964.
3. Hovah, M. S. ș.a. *Avtomobilnie dvigatelii*. Moskva, Mašinostroenie, 1977.



## ARBORELE COTIT

Arborele cotit transformă mișcarea de translație a pistonului într-o mișcare de rotație și transmite spre utilizare momentul motor dezvoltat de forța de presiune a gazelor. La motoarele policilindrice arborele cotit însumează lucrul mecanic produs de fiecare cilindru și-l transmite utilizatorului. Arborele cotit antrenează în mișcare unele sisteme auxiliare ale motorului.

Arborele cotit este alcătuit dintr-un număr de coturi, egal cu numărul cilindrilor, la motoarele în linie și cu jumătatea numărului de cilindri la motoarele în V, precum și din două sau mai multe fusuri de reazem 1 (fig. 14.1), numite fusuri palier. Fiecare cot este alcătuit din două brațe 2 și un fus 3, numit fus maneton, sau simplu, maneton, care se articulează cu capul bieiei. În unele cazuri la extremitățile brațelor se prevăd masele 4, pentru echilibrare. Partea arborelui cotit prin care se transmite mișcarea la utilizare se numește partea posterioară; în opoziție cu ea, cealaltă extremitate se numește partea frontală. La partea posterioară se prelucrează o flanșă 5 de care se prinde volantul 10 cu coroana dințată 11: la partea frontală se fixează prin pană o roată dințată 6, care acționează mecanismul de distribuție și alte organe auxiliare, o fulie 7 pentru antrenarea ventilatorului și a generatorului de curent, fixată pe amortizorul de vibrație 8 și un clichet 9 pentru pornirea manuală. Masa arborelui cotit reprezintă 7...15% din masa motorului; prețul de fabricație al arborelui ajunge până la 15...20% din prețul motorului. Arborele cotit trebuie să realizeze o masă redusă, o tehnologie simplă, o durabilitate ridicată și o siguranță mare în funcționare.

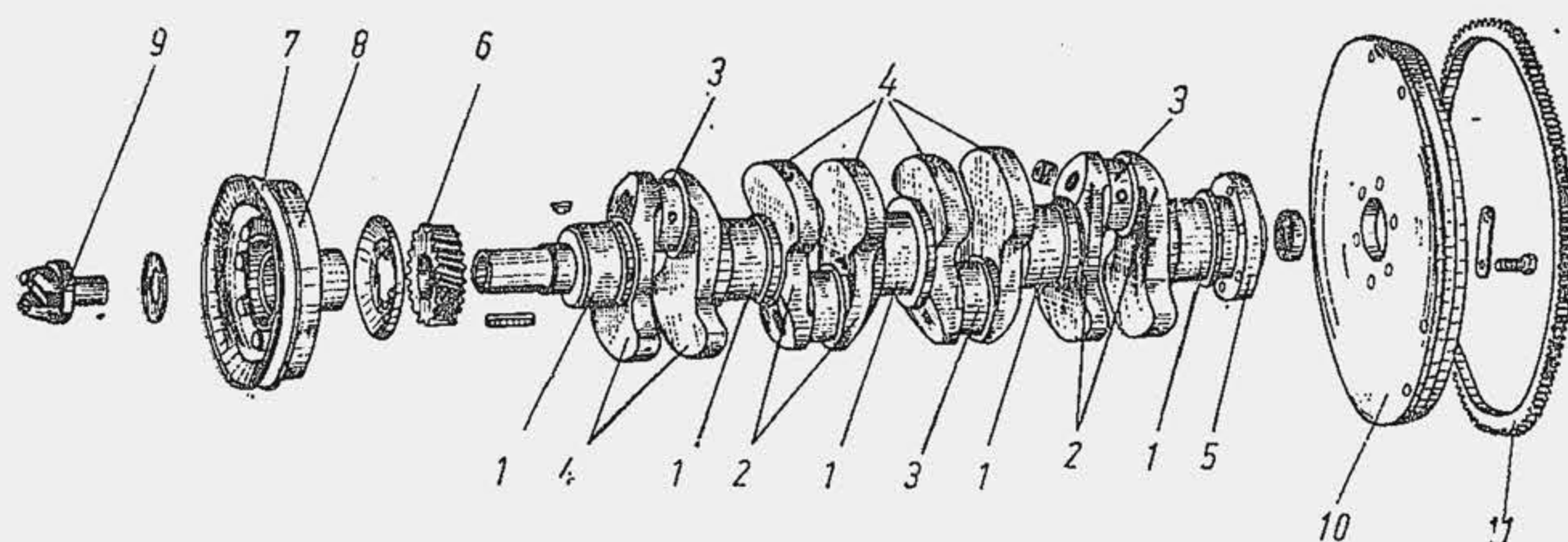


Fig. 14.1. Organele componente ale arborelui cotit.

## 14.1. ANALIZA FUNCȚIONALĂ

**Dispunerea coturilor.** Pozițiile relative ale coturilor se stabilesc astfel încât să fie satisfăcută, în general, condiția de uniformitate a aprinderilor (v. par. 10.8) și condiția celui mai bun echilibraj al forțelor și momentelor (v. cap. 11).

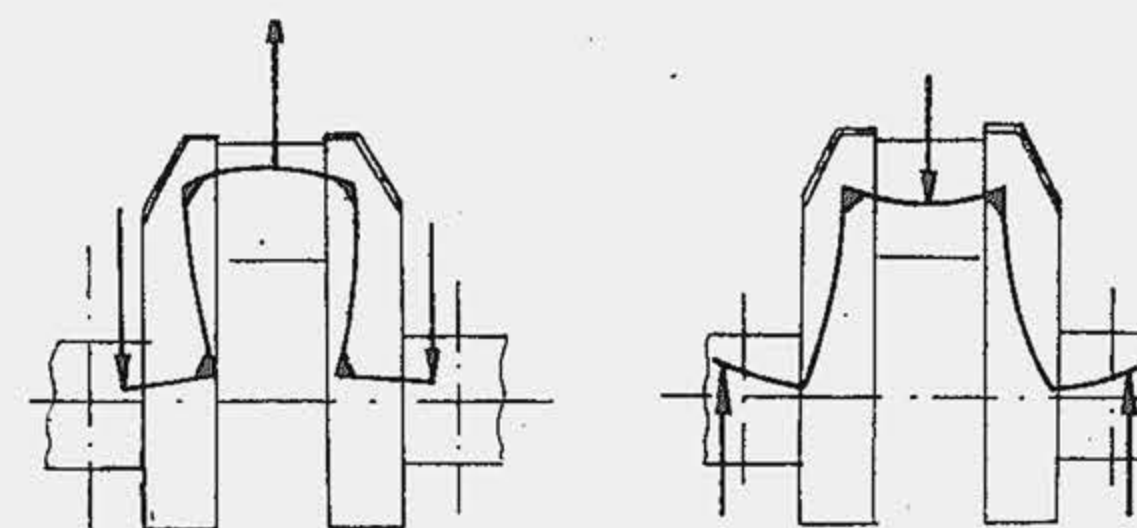


Fig. 14.2. Deformația unui cot al arborelui cotit.

**Solicitarea arborelui cotit.** Dintre toate organele motorului arborele cotit suportă cele mai mari solicitări. Sub acțiunea forțelor de presiune a gazelor și a forțelor de inerție, în elementele arborelui cotit apar solicitări de întindere, compresiune, încovoiere și răsucire. Din cauza solicitărilor de încovoiere, arborele cotit se deformează astfel (fig. 14.2) încât compromite coaxialitatea fusurilor și cuzineților. Lipsa de coaxialitate a fusurilor, determinată de uzura lagărelor și rigiditatea insuficientă a carterului ca și de rigiditatea insuficientă a brațului însuși, poate provoca ruperea cotului prin încovoiere. Datorită jocurilor de montaj din articulații, vitezei mari de creștere a presiunii în perioada arderii și modificării sensului de aplicație a forțelor, solicitarea arborelui cotit are un caracter de șoc. Forțele variabile produc fenomenul de oboseală, periculos îndeosebi la trecerea de la braț la fus, deoarece trecerea reprezintă inevitabil un concentrator de tensiune. În figura 14.3 se arată o fisură caracteristică de oboseală, determinată de concentrarea eforturilor unitare în vecinătatea racordării. Ameliorarea efectelor concentratorilor de tensiune reprezintă una din cerințele fundamentale pentru construcția arborelui cotit. Solicitarea la vibrații torsionale este de asemenea periculoasă; funcționarea arborelui la rezonanță produce adesea ruperi caracteristice — după o diagonală — îndeosebi

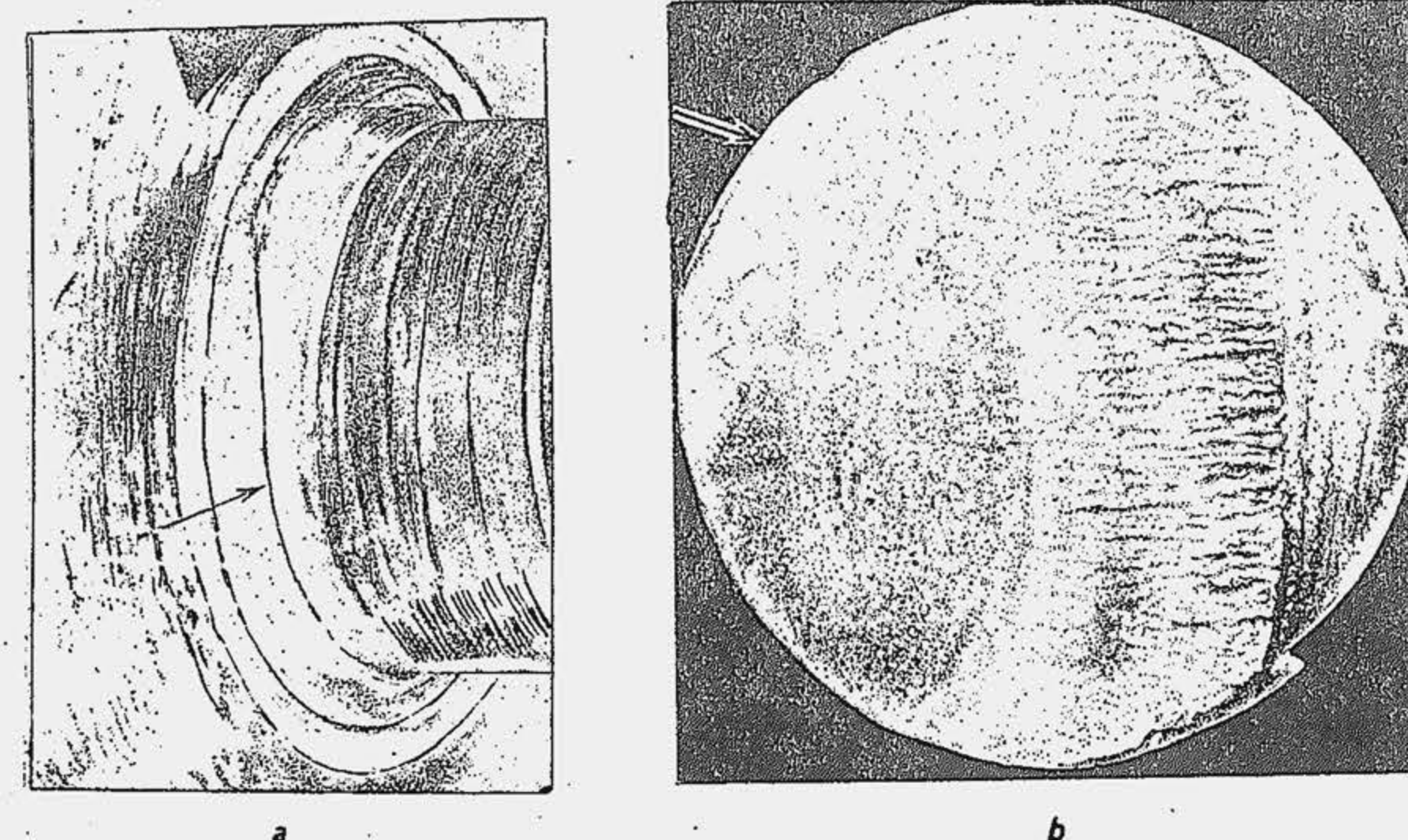


Fig. 14.3. Ruperea la oboseală a arborelui cotit. Zona de fisurare (a); fotografia secțiunii (b).



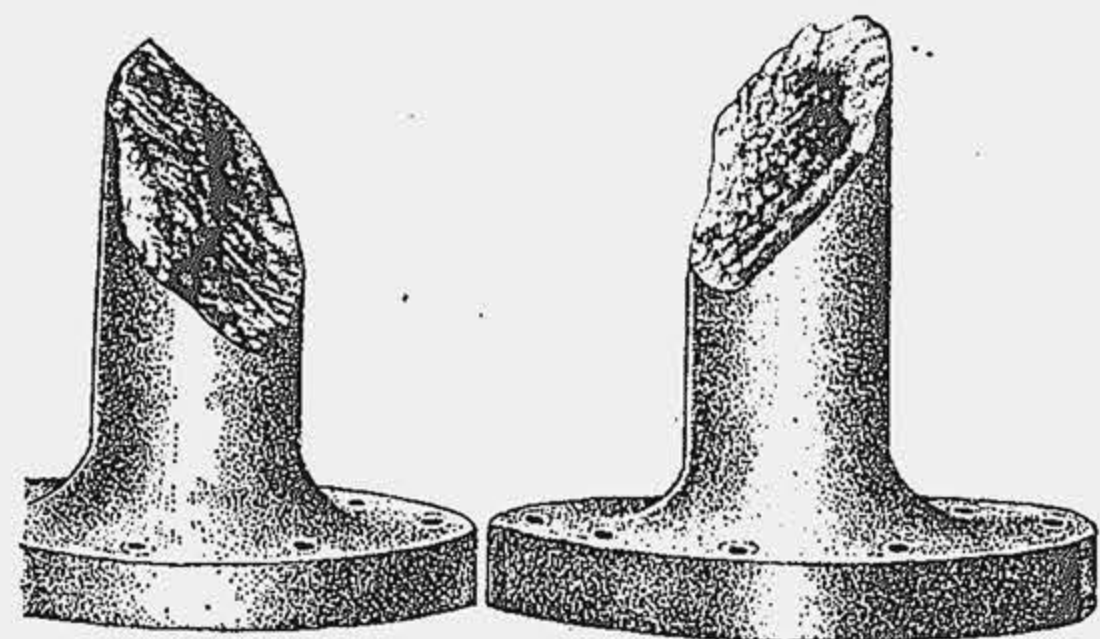


Fig. 14.4. Ruperea arborelui cotit provocată de vibrația torsională.

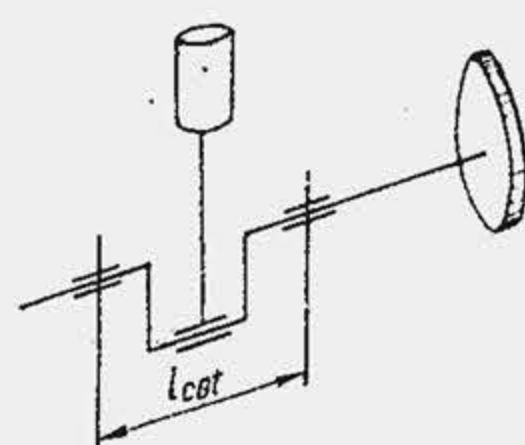
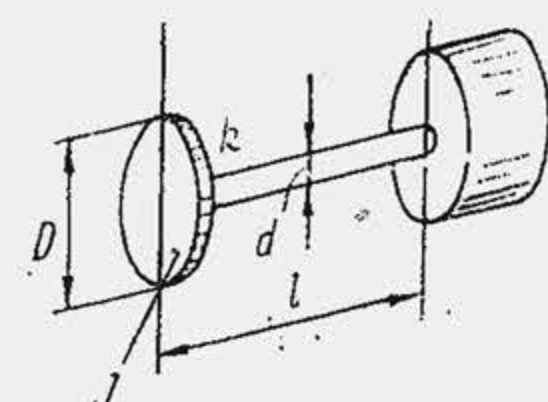
arcurilor de supape și modifică fazele de distribuție — precum și distribuitorului, modificând avansul la declanșarea scînteii. Vibrațiile torsionale ale arborelui cotit se propagă în transmisia mecanică a automobilului. Fusurile arborelui cotit sînt supuse frecării și uzurii. Ele trebuie să aibă o duritate ridicată, să reziste la uzura abrazivă determinată de impuritățile din ulei. Durata de serviciu a arborelui trebuie să fie comparabilă cu a pistonului. Nivelul ridicat al solicitărilor arborelui cotit impun confecționarea lui cu o rezistență mecanică superioară, ceea ce se realizează prin utilizarea unui material de calitate și mai ales prin sporirea rigidității construcției. Experiența arată că deformarea arborelui cotit are implicații mari asupra ținutei de serviciu a celorlalte organe ale mecanismului motor, de aceea, rigiditatea arborelui cotit condiționează durabilitatea cuzinetelor, bolțului, pistonului etc.

O rigiditate superioară obținută prin mărirea masei arborelui cotit are o influență nefavorabilă asupra frecvențelor proprii ale vibrațiilor torsionale și anume micșorează turația critică la care apare rezonanța. Această realitate se evidențiază pe un model foarte simplificat, după cum urmează: se reduce arborele cotit al unui motor monocilindric la cel

mai simplu sistem oscilant (definit în par. 14.4.3), alcătuit dintr-un disc cu un moment de inerție mecanic  $J$ , fixat pe un arbore drept de lungime  $l$ , diametru  $d$  și rigiditate sau constantă elastică  $k$  (fig. 14.5). Pulsația proprie a sistemului oscilant este (v. rel. 5, tab. 14.18),

$$\omega_0 = \sqrt{k/J}, \quad (14.1)$$

și arată că pulsația proprie este cu atât mai mare cu cît rigiditatea sistemului ( $k$ ) este mai înaltă și inerția sistemului ( $J$ ) este mai redusă. Astfel, mărirea lui  $k$  trebuie să se obțină acționînd asupra dimensiunilor, dar mai ales asupra formelor, astfel încît momentul de inerție mecanic  $J$  (masa arborelui cotit) să rămîna neschimbat, eventual chiar să se micșoreze. Pentru sistemul oscilant ales se obține  $k = GI_p/l = (\pi d^4/32) (G/l)$ . Se echivalează  $l$  cu lungimea unui cot,  $l_{cot}$  (aproximație grosieră);  $d$  cu diametrul  $d_L$  al fusului palier;  $J$  cu momentul de inerție mecanic al cotului  $J_{cot}$ , la care se adaugă momentul de inerție mecanic al maselor în mișcare

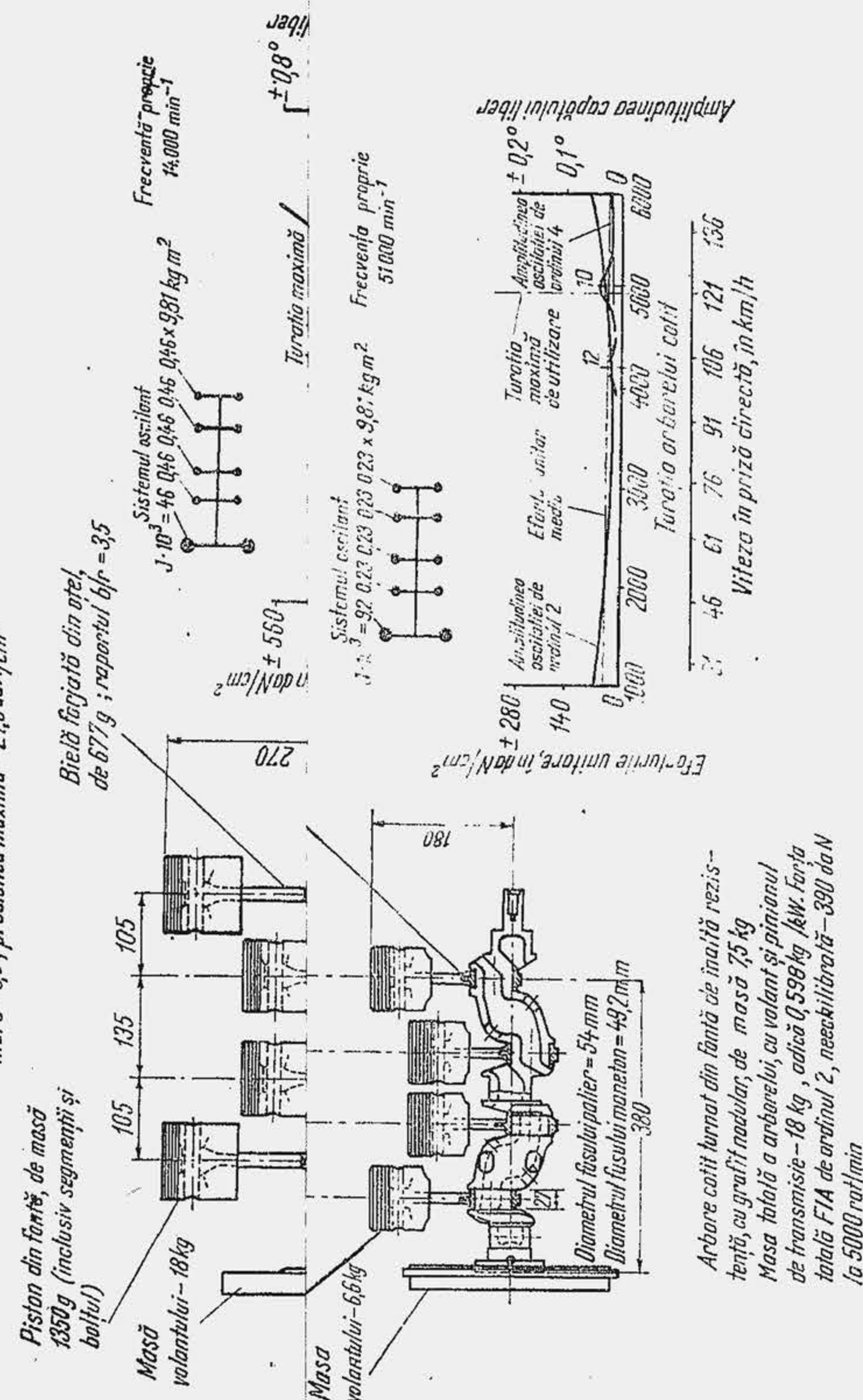


$$J = J_{cot} + (m_{BR} + 0,5 m_A) r^2$$

Fig. 14.5. Modelul simplificat al unui cot de arbore cotit, supus vibrației torsionale.

Anul 1908

Cilindree totală - 2,9%; cursă la lațeg - 103/95,5 mm; putere efectivă - 44,7 kW la 1600 rot/min; presiune medie efectivă - 3,92 daN/cm<sup>2</sup>; moment motor efectiv - 9,1 daNm; raport de compresie mare - 3,6; presiunea maximă - 24,5 daN/cm<sup>2</sup>



Arbore cotit turnat din fontă de înaltă rezistență, cu grafit nodular, de masă 75 kg  
Masa totală a arborelui, cu volant și pînionul de transmisie - 18 kg, adică 0,598 kg/kW, forța totală FIA de ordinul 2, neechilibrată - 390 daN la 5000 rot/min

Fig. 14.6. Evoluția arborelui cotit al unui motor de turism.



reduc la axa arborelui cotit  $J_{mo}$ , adică  $J = J_{cot} + J_{mo}$ . Ținând seama de relațiile (1) și (6) din tabela 14.17 precum și de (9) din tabela 14.18, relația (14.1) devine, pentru sistemul oscilant adoptat:

$$n_0 \left[ \frac{osc}{min} \right] = 3 \sqrt{\frac{Gd_L^4}{[J_{cot} + (m_{BM} + 0,5 m_A)r^2]l_{cot}}} \quad (14.2)$$

Pentru a evita rezonanța se cere ca  $n_0$  să atingă valori cât mai mari. Acest deziderat se obține dacă: 1) se utilizează materiale cu  $G$  ridicat (oțelul are modulul de elasticitate transversal de aproape două ori mai mare decât fonta); 2) se mărește diametrul fusului palier (singura cerință care nu este în contradicție cu dezideratele pentru rezistență mecanică și suprafață portantă a cuzinetului sporite; în schimb crește masa arborelui și inerția lui în regimul de accelerare); 3) se micșorează lungimea cotului (cerință limitată de distanța dintre cilindri, dar satisfăcută de așezarea cilindrilor în V — arbore cotit scurt); 4) se reduce momentul  $J_{cot}$  prin micșorarea dimensiunilor brațului (ceea ce reduce rezistența la oboseală a cotului) sau folosirea unor mase de echilibrare mai mici, eventual eliminarea acestora (ceea ce compromise echilibrarea motorului și amplifică sarcina pe cuzinet); 5) se reduc masele în mișcare  $m_{BM}$  și  $m_A$  (ceea ce se corelează și cu dezideratul de reducere a forțelor de inerție); 6) se reduce raza manivelei, ceea ce se realizează la motoarele de cilindree mică sau la motoarele subpătrate (la reducerea raportului  $S/D$  de la 1,25 la 0,95 s-a obținut o reducere a maselor  $m_B$  și  $m_P$  cu aproape 30% și o rigiditate superioară a arborelui care a permis creșterea frecvenței proprii de la 15 600 la 19 200 osc/min, cu 23%).

Evoluția arborelui cotit al motorului de automobil în decursul anilor este ilustrată în figura 14.6, reproducă după Wilson [18], care arată rezultatele obținute în domeniul reducerii dimensiunilor, masei, eforturilor unitare, amplitudinii vibrațiilor torsionale și măririi durabilității.

**Masele de echilibrare** servesc pentru echilibrarea forțelor  $F_R$  și a momentelor lor, precum și pentru descărcarea lagărelor.

S-au construit diagramele polare și diagramele desfășurate ale fusurilor palier la un MAC (1) și un MAS (2), cu dimensiunile apropiate de acelea ale motoarelor autocamionului ROMAN și turismului Dacia 1300, fabricate în România. S-a găsit că încărcarea nu este aceeași pe toate fusurile, deoarece aprinderea în doi cilindri alăturați nu se succede după același model iar masele de echilibrare nu sînt uniform distribuite (arborele cotit nu este echilibrat cot cu cot). La motorul (1), cu masele de echilibrare distribuite neuniform s-a găsit că palierul 2 și 7 au încărcări extreme (fig. 14.7), forța medie diferă de la 1 125 daN la 1 975 daN; de aceea proiectantul diferențiază uneori mărimea suprafețelor portante ale lagărelor. Prin echilibrarea parțială sau totală se reduce sensibil rezultanta  $\bar{R}_L$  ceea ce se ilustrează pentru palierul (3) al motorului (2) în figura 14.8. La motoarele (1) și (2) s-a comparat echilibrarea realizată în fabricația de serie cu echilibrarea cot cu cot a arborelui cotit. Valorile forțelor  $R_L$  pentru palierul 3 la cele două motoare se arată în figura 14.9. Urmărind încărcarea medie a palierelor, în cele două cazuri (tab. 14.1) se constată că descărcarea fusurilor este sensibilă, rămîne în continuare neuniformă iar valoarea maximă se repartizează pe alt lagăr.

Utilizarea maselor de echilibrare este însă obiecționabilă din alte puncte de vedere. În primul rînd ele măresc masa arborelui și deci a motorului în ansamblu (dar, la același grad de neregularitate, se reduc dimensiunile volantului); în al doilea rînd, ele măresc momentul de inerție mecanic



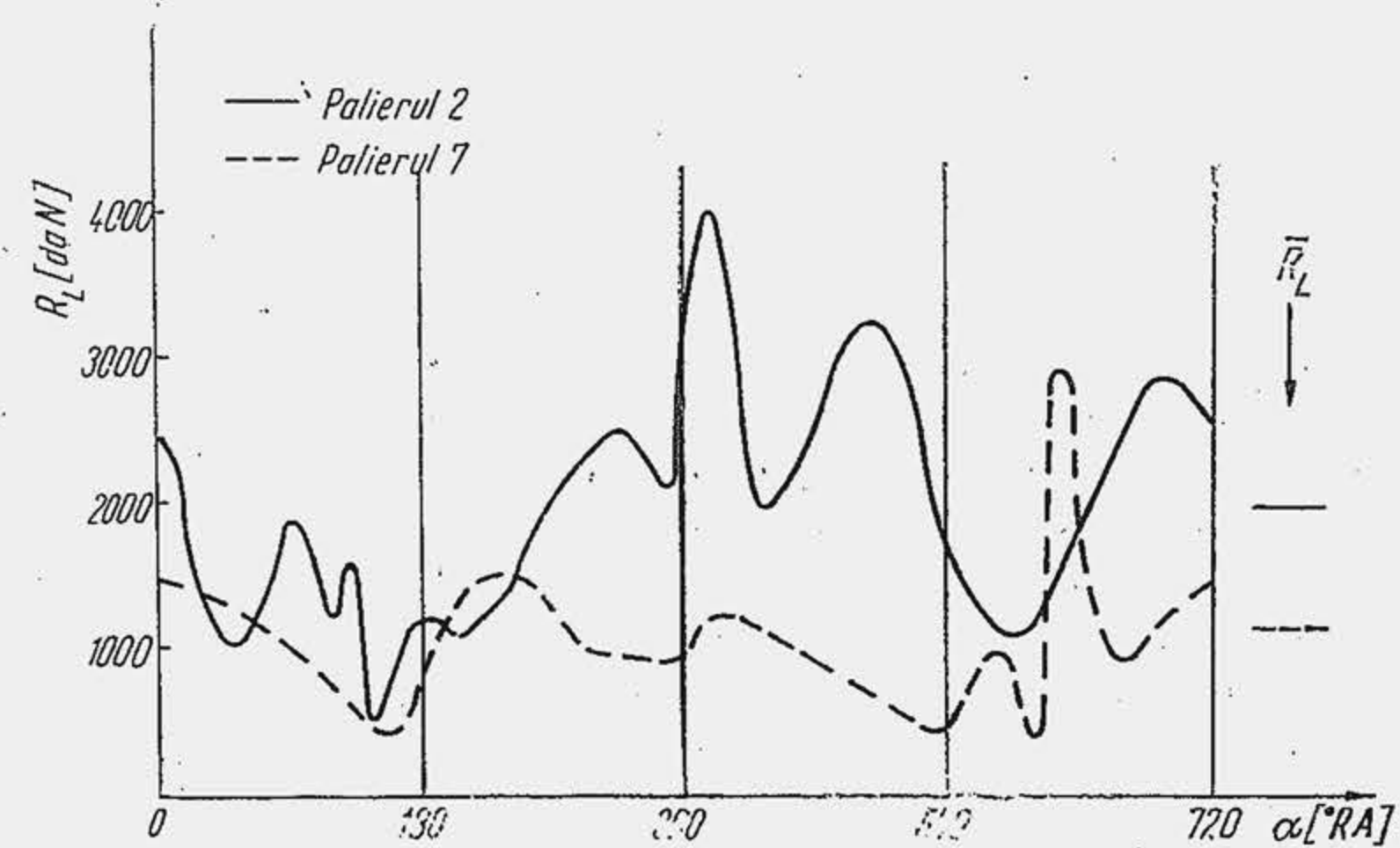


Fig. 14.7. Variația forței care încarcă fusurile-palier 2 și 7 ale arborelui cotit al motorului D 2156.

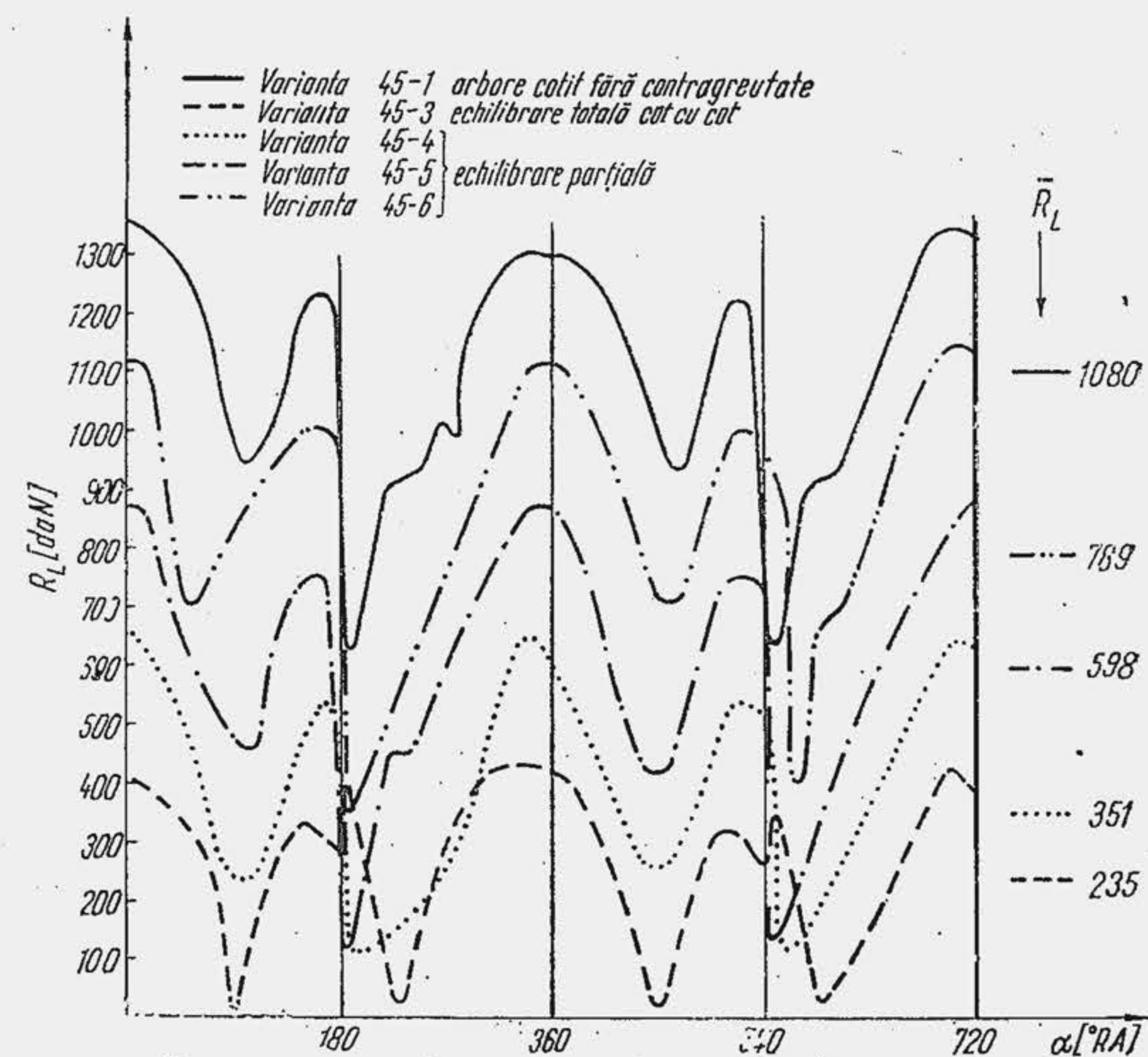


Fig. 14.8. Variația forței care încarcă fusul palier 3 al unui arbore cotit pentru un MAS cu patru cilindri.

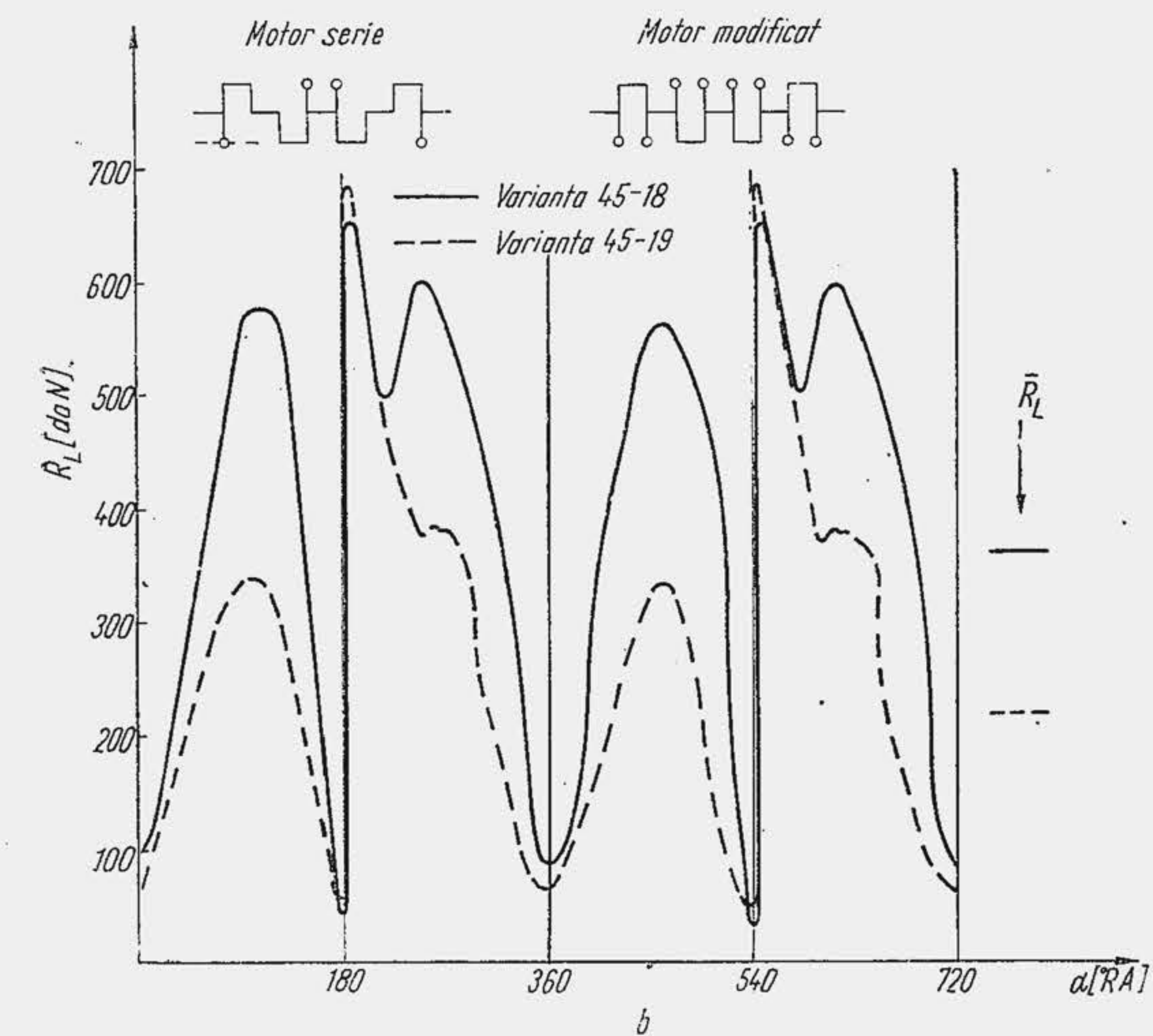
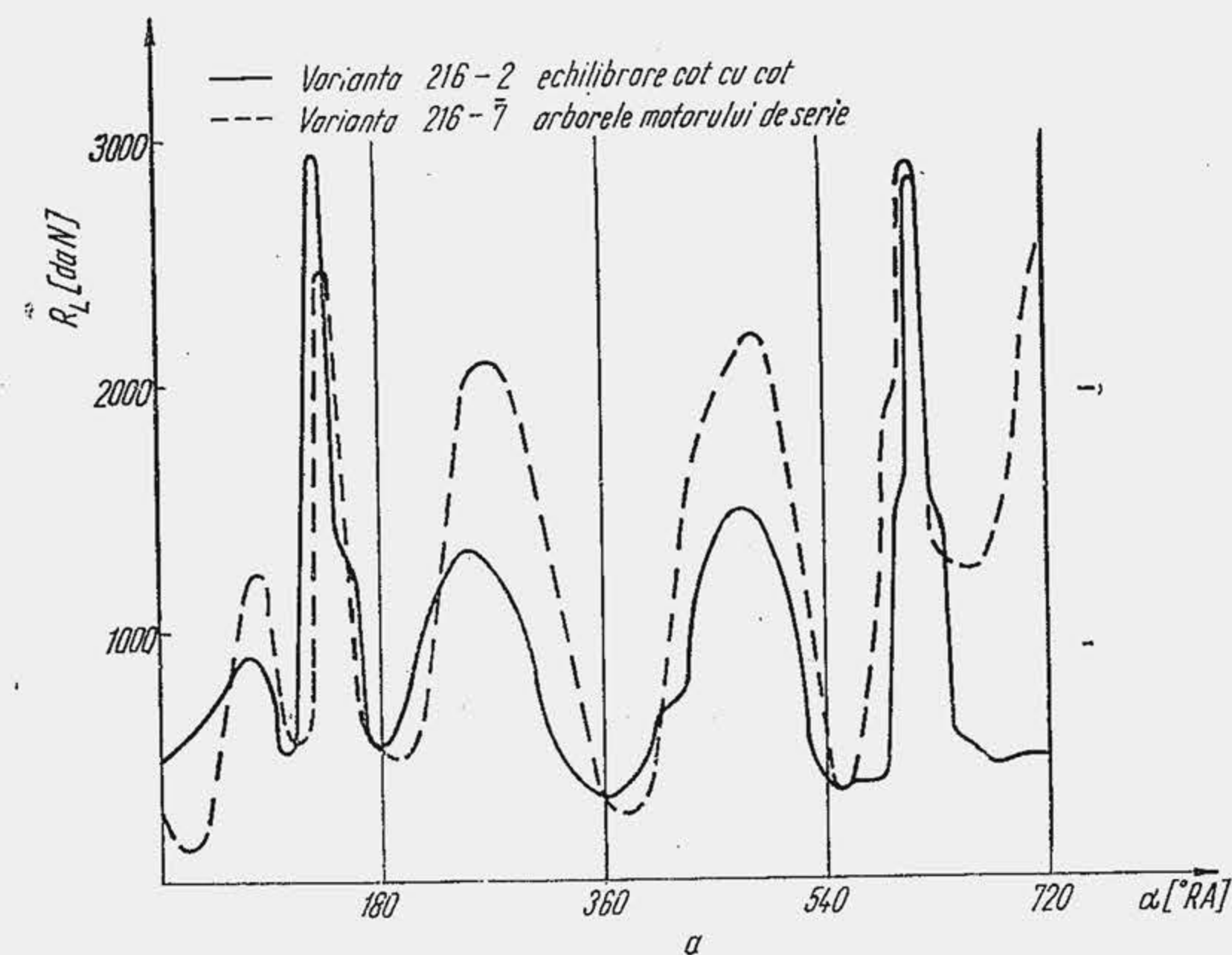


Fig. 14.9. Variația forței care încarcă fusul palier (3) al arborelui cotit al motorului D 2156 (a) și al unui MAS cu patru cilindri, derivat din motorul turismului Dacia 1300 (b).



Tabela 14.7

Încărcarea medie  $\bar{R}_L$  a fusului palier \*

Tipul motorului \ Palierul	2	3	4	5	6	7
<b>MAC (ROMAN)</b>						
a) Arbore serie	1 950	1 260	1 675	1 925	1 575	1 125
b) Arbore echilibrat cot cu cot	933	920	945	780	966	665
<b>MAS (DACIA-1300)</b>						
a) Arbore serie	260	360	205	235	—	—
b) Arbore echilibrat cot cu cot	210	218	260	155	—	—

\*  $\bar{R}_L$  în daN

al cotului  $J_{cot}$ , ceea ce reduce frecvența proprie a arborelui cotit (masa de echilibrare ajunge pînă la 70...80% din masa cotului); în al treilea rînd masele de echilibrare sporesc dificultățile tehnologice, de fabricație a arborelui cotit, mai ales la producția de masă, ceea ce constituie argumentul principal pentru eliminarea lor. Ca urmare, procedeul de echilibrare prin intermediul maselor (fig. 14.10) trebuie aplicat rațional. Utilizarea

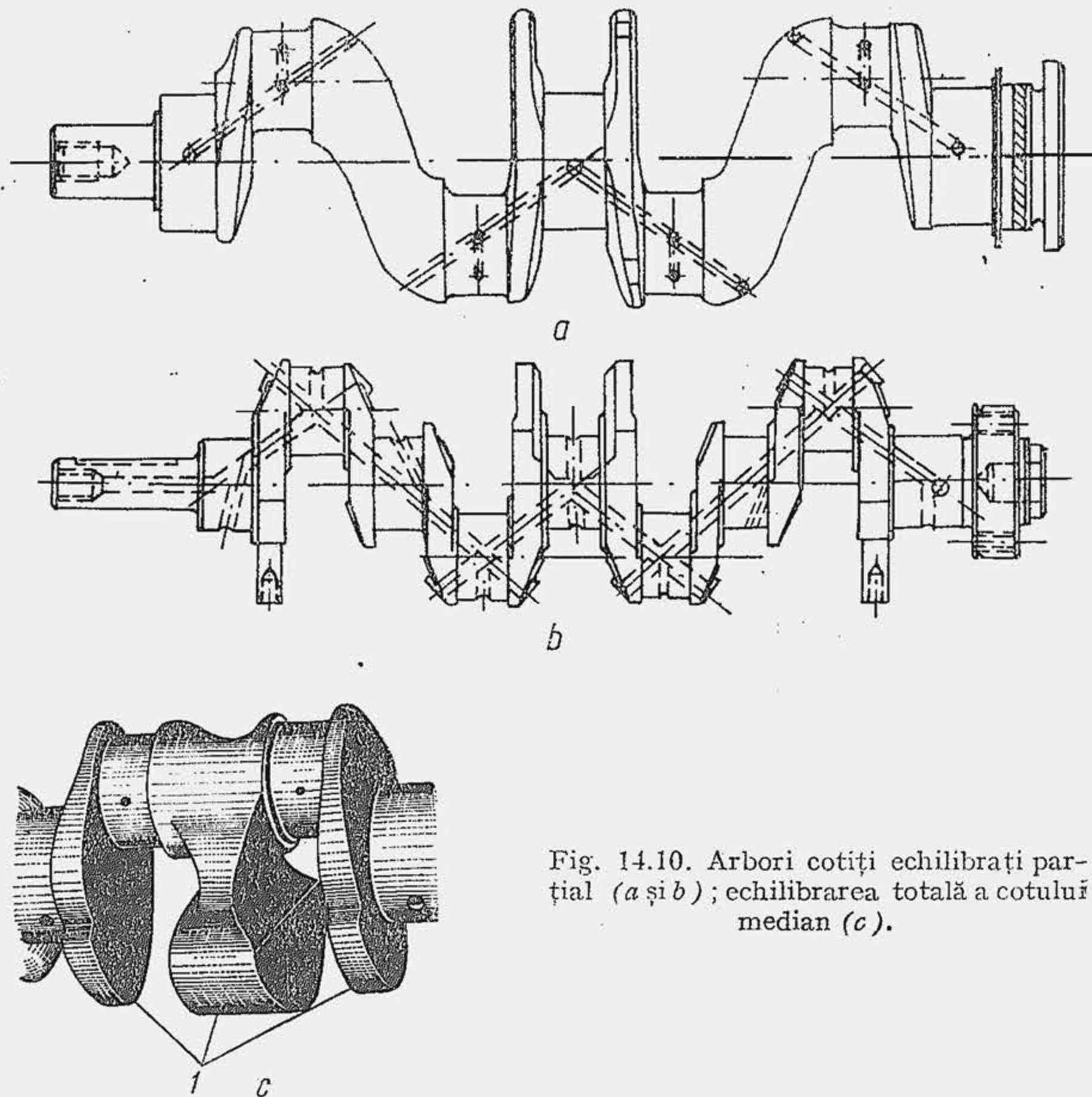


Fig. 14.10. Arbori cotiți echilibrați parțial (a și b); echilibrarea totală a cotului median (c).

maselor de echilibrare se corelează cu produsul  $\bar{p}_L W_L$  (v. par. 14.4.1), care exprimă parțial condiția de rezistență a lăgărului la încălzire. Dacă  $\bar{p}_L W_L > 300 \text{ daN.m/cm}^2\text{s}$  la motoarele de turism și mai mare ca 200 la motoarele de tractor se recomandă folosirea maselor de echilibrare care echilibrează 50...80% din  $m_R$ .

Utilizarea maselor de echilibrare depinde de numărul lăgărelor, lungimea și rigiditatea lor. Astfel, pentru coturile mediane ale arborelui cotit, care lucrează în același plan, iar forțele  $F_R$  în același sens, se impune utilizarea unor mase mari 1 de echilibrare (fig. 14.10, c); altfel, trebuie mărită lungimea fusurilor paliere adiacente, soluție obiectibilă cînd se utilizează cuzineți cu material antifricțiune mai dur (exemplu, bronz cu plumb) care nu lucrează satisfăcător la încovoiere. Cînd lăgărul este suficient de rigid (carterul superior unitar cu blocul cilindrilor) nu sînt necesare mase de echilibrare. Proiectantul trebuie să țină seama de modul în care se influențează diferitele modalități de organizare a arborelui cotit (fig. 14.11).

**Lungimea arborelui cotit.** Lungimea arborelui cotit depinde de distanța dintre cilindri (v. cap. 15) și de așezarea lor. Prin așezarea cilindrilor în V se reduce lungimea arborelui cu 30...40%. Pentru a obține o rigiditate sporită a arborelui cotit și o frecvență proprie înaltă, lungimea arborelui se reduce. Condiția de presiune specifică cere ca suprafața portantă a fusurilor să fie cît mai mare. Pentru fusurile maneton se indică produsul  $d_M l_M \geq (0,14...0,17) \cdot (\pi D^2/4)$ , uneori pînă la 0,266. Mărirea diametrului manetonului  $d_M$  înseamnă sporirea rigidității arborelui dar reduce frecvența proprie, atît prin mărirea masei manetonului cît și a capului bieiei; lungimea manetonului  $l_M$  nu se poate mări, deoarece crește solicitarea la încovoiere, dar nici nu se poate micșora prea mult, deoarece se intensifică scăpările laterale de ulei și impune supradimensionarea pompei de ulei. La motoarele în V,  $l_M$  aproape se dublează dacă asupra manetonului lucrează două bieie alăturate (v. tab. 14.5). Fusurile maneton se confecționează de dimensiuni egale; fusurile palier au mai rar dimensiuni egale.

Fusurile mai puțin solicitate — de obicei fusurile intermediare — au o lungime mai redusă, cu excepția fusului median a cărui lungime crește cu 30...60% cînd nu se utilizează mase de echilibrare; fusul palier final are o lungime cu 0...40% mai mare, din cauza volantului.

Lungimea arborelui și rigiditatea lui depind de numărul de reazeme. La MAC, numărul fusurilor paliere este  $i + 1$ ,  $i$  fiind numărul de cilindri (tab. 14.2); la MAS, numărul reazemelor poate fi redus deoarece solicitarea produsă de forța de presiune este mică. Se obține astfel o reducere a lun-

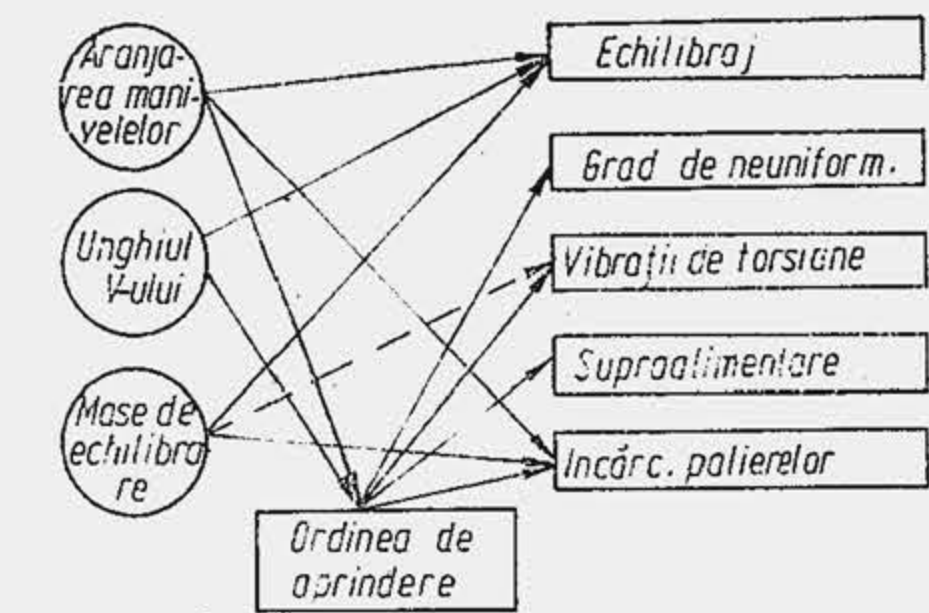


Fig. 14.11. Dependente caracteristice pentru determinarea soluției de arbore cotit.

Numărul fusurilor paliere ale arborelui cotit

Tipul motorului \ Numărul cilindrilor	2	4	6	8 în V
MAS	2	3,5	4,7	3, 4, 5
MAC	3	5	7	5

Tabela 14.2

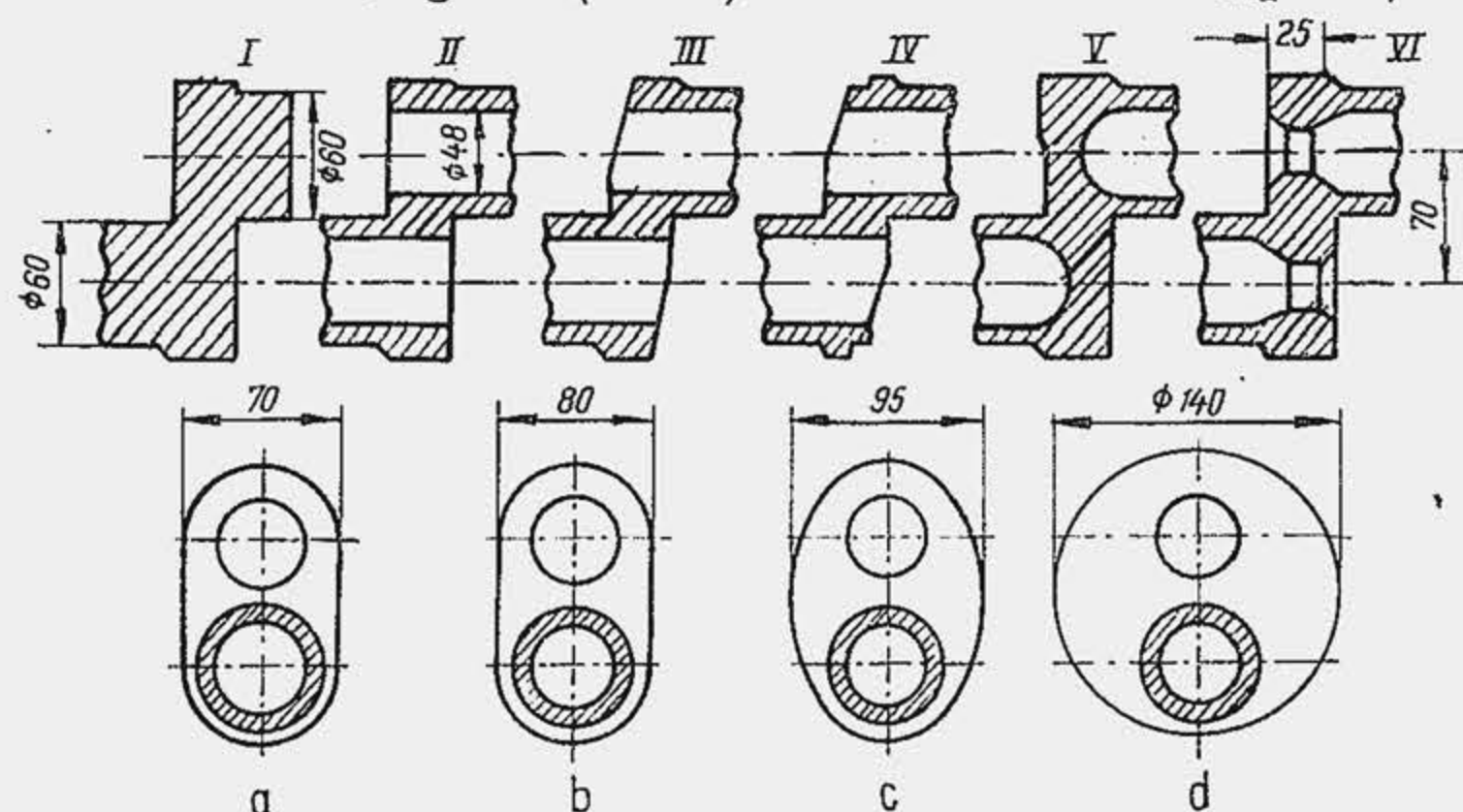


gimii motorului dar se amplifică solicitarea de încovoiere. La motoarele cu 4 cilindri în linie se trece de la soluția curentă cu trei reazeme la soluția cu cinci reazeme; la MAS cu 6 cilindri în linie se utilizează curent patru reazeme și mai rar șapte reazeme. La MAS cu 8 cilindri în V se utilizează trei soluții dintre care mai frecventă este soluția cu patru reazeme.

**Ungerea fusului arborelui.** Regimul de ungere a fusurilor este aproape întotdeauna un regim hidrodinamic, deoarece fusurile se deplasează în același sens, cu viteze ridicate. Uleiul sub presiune este adus la fiecare palier, printr-o conductă — magistrala de ulei — practică în carter (v. cap. 19). În unele cazuri magistrala de ulei o constituie chiar arborele cotit. Uleiul sub presiune ajunge la fusurile maneton numai prin canale care traversează brațul și fusurile; canalele de ulei constituie concentratori de tensiune.

## 14.2. CONSTRUCȚIA ARBORELUI COTIT

Arborele cotit este de două feluri: demontabil și nedemontabil; ultima soluție se utilizează pe scară largă. Pentru a reduce greutatea arborelui și forțele centrifuge fusurile se găuresc. Soluția este convenabilă și din punctul de vedere al rezistenței la oboseală deoarece asigură o distribuție mai favorabilă a fluxului de forțe. Efectul găuririi fusurilor asupra rezistenței la oboseală se ilustrează în figura (14.12). Se observă că  $\sigma_{-1}$  crește la fusurile

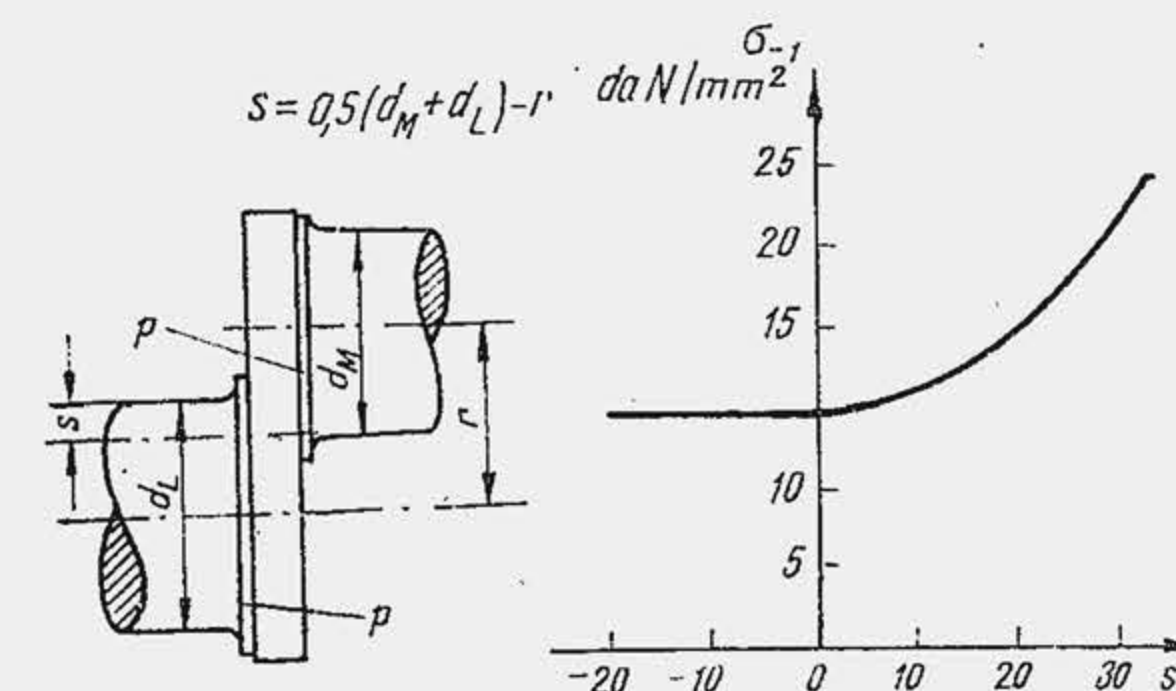


Tipul arborelui		$\sigma_{-1}$ daN/cm <sup>2</sup>
Secțiunea longitudinală	Secțiunea transversală	
I	a	442
II III IV	a	836
II III IV	b	1180
II III IV	c	1330
II III IV	d	1430
V	a	1430
VI	a	1380
VI	b	1470
VI	c	1560
VI	d	1560

Caracteristicile materialului folosit  $\sigma_{-1} = 7000 \text{ daN/cm}^2$   
 $\sigma_{ct} = 5430 \text{ daN/cm}^2$

Fig. 14.12. Efectul formei fusurilor și brațelor arborelui cotit asupra rezistenței la oboseală.

Fig. 14.13. Influența suprapunerii s a fusurilor maneton și palier asupra rezistenței la oboseală a arborelui cotit.



găurite cu 50...90%, iar fusurile în formă de butoi sînt mai eficiente. Pentru a ușura mai mult fusul maneton, gaura exterioară se execută excentric, ceea ce exercită o influență pozitivă și asupra atenuării efectului de concentrare (v. tab. 14.14). Se obține o rigiditate și o rezistență la oboseală sporite dacă secțiunile fusurilor maneton și palier se suprapun (fig. 14.13). Suprapunerea s la motoarele de autovehicule este de 15...25 mm și se realizează cu ușurință la motoarele subpătrate. Brațele arborelui cotit se confecționează mai demult în formă paralelipipedică. Pentru ușurarea arborelui se îndepărtează materialul din colțurile  $c_1$  și  $c_2$  (fig. 14.14, a), care de altfel nu participă la transmiterea eforturilor. Când se micșorează grosimea  $h$  a brațelor pentru a reduce lungimea arborelui, secțiunea de calcul se obține prin mărirea lățimii  $b$ . Se ajunge la brațul de formă eliptică sau chiar circulară ( $d$  și  $e$ ), forme care au o acțiune favorabilă asupra rezistenței la oboseală (v. fig. 14.12).

Prin alegerea adecvată a formei se micșorează sensibil eforturile unitare reale  $\sigma$  din cotul arborelui. Între efortul unitar  $\sigma^*$ , determinat strict pe baza ariei secțiunilor de calcul și efortul unitar real, se stabilește dependența  $\sigma = c_F \sigma^*$ , unde  $c_F$  este un factor de formă, care se calculează cu relația

$$c_F = 13,0 c_p c_h c_t c_s.$$

Coeficienții  $c_p \dots c_s$  se determină în funcție de mărimile adimensionale care caracterizează forma elementelor unui cot (fig. 14.15). Se observă că există două modalități de a evalua

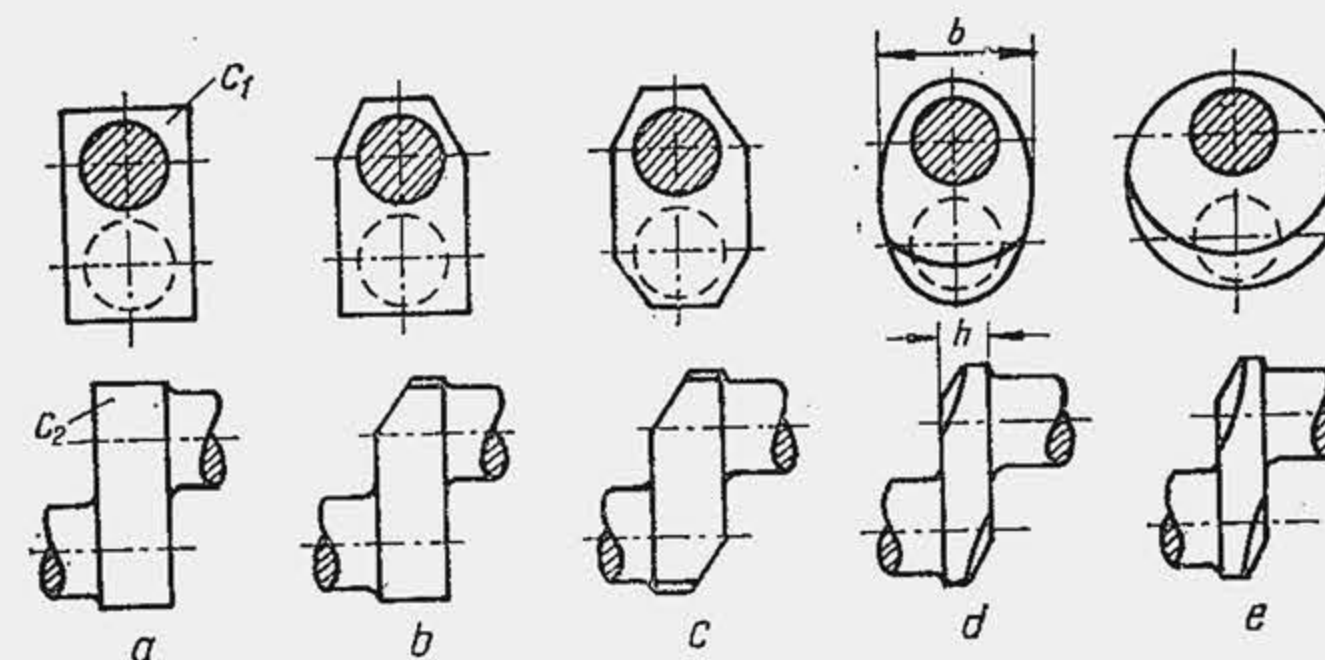


Fig. 14.14. Forme caracteristice ale brațului arborelui cotit.



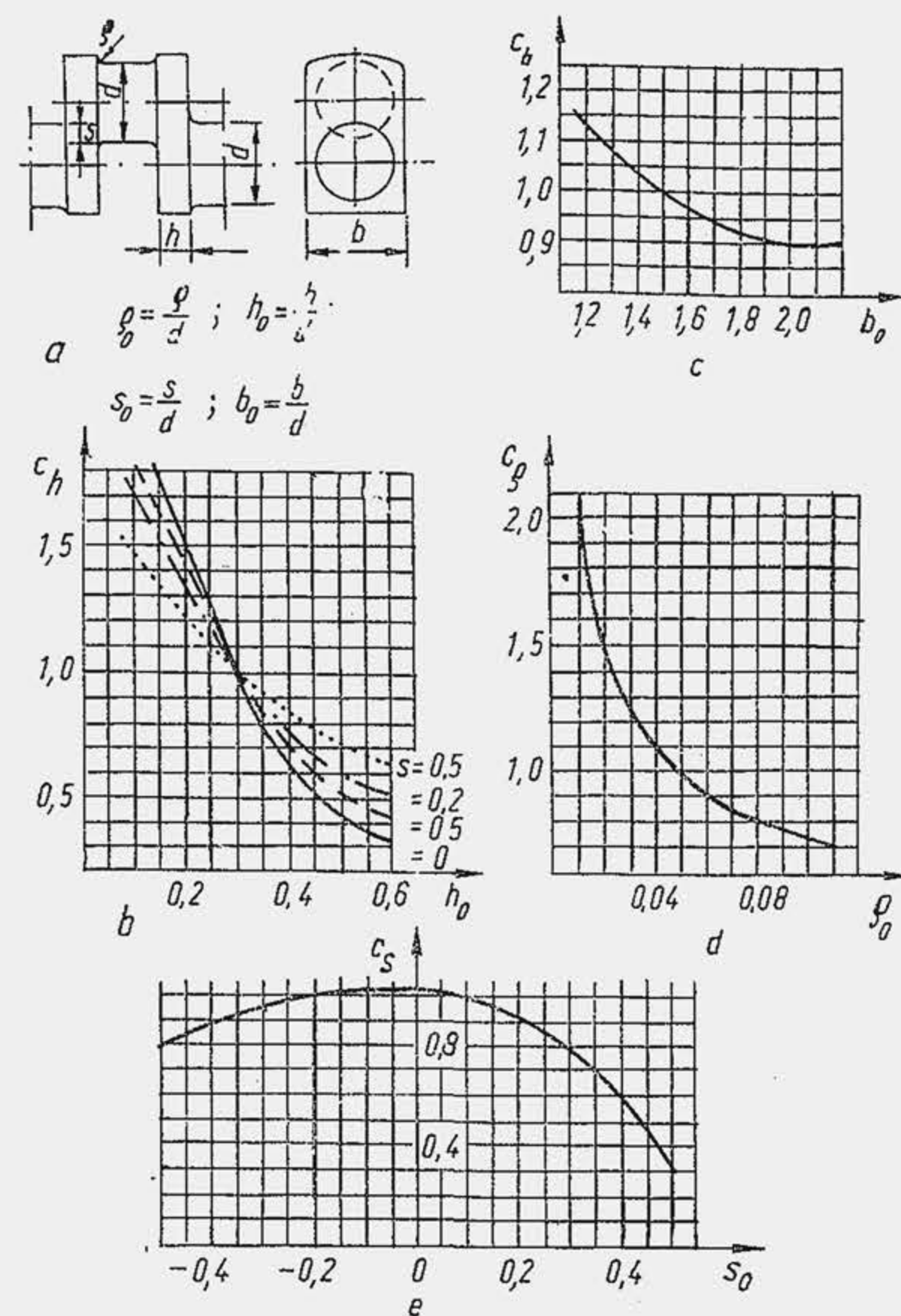


Fig. 14.15. Diagrame pentru determinarea coeficienților care precizează factorul de formă.

influența formei, cînd se compară eforturile unitare din cotul arborelui: 1) se amplifică rezistența la rupere (de exemplu  $\sigma_{-1}$ ) și se compară eforturile calculate cu noua valoare; 2) se reduc eforturile calculate prin intermediul coeficienților de corecție și se compară cu rezistența la rupere a epruvetei. În paragraful 14.4 se parcurge a doua cale, fiind disponibile mai multe date privind coeficienții de corecție și coeficienții de siguranță.

Uneori, pentru a obține o reducere sensibilă a lungimii arborelui cotit se elimină fusurile paliere. În acest caz, drept lagăre principale se folosesc brațele arborelui (fig. 14.16, a) care se confecționează de formă circulară și se montează pe rulmenți. Masele pentru echilibrare sînt demontabile sau nedemontabile. Prima soluție se utilizează mai ales cînd arborele cotit are o formă complicată, care se realizează dificil prin forjare sau matrițare. Prinderea maselor de echilibrare se face în mai multe variante (fig. 14.16): în varianta b, prinderea se face prin coadă de rîndunică, șurubul fiind descărcat de forțele de inerție tangențială și radială; prin tăietura T, masa de echilibrare devine elastică și șurubul e solicitat numai la întindere, de forța de prestrîngere; în varianta c șurubul preia forța de inerție radială, dar se descarcă prin prag de forțele de inerție tangențiale.

Atenuarea efectului de concentrare a tensiunilor constituie o problemă spinoasă. De obicei, racordarea fusurilor cu brațul se face prin intermediul

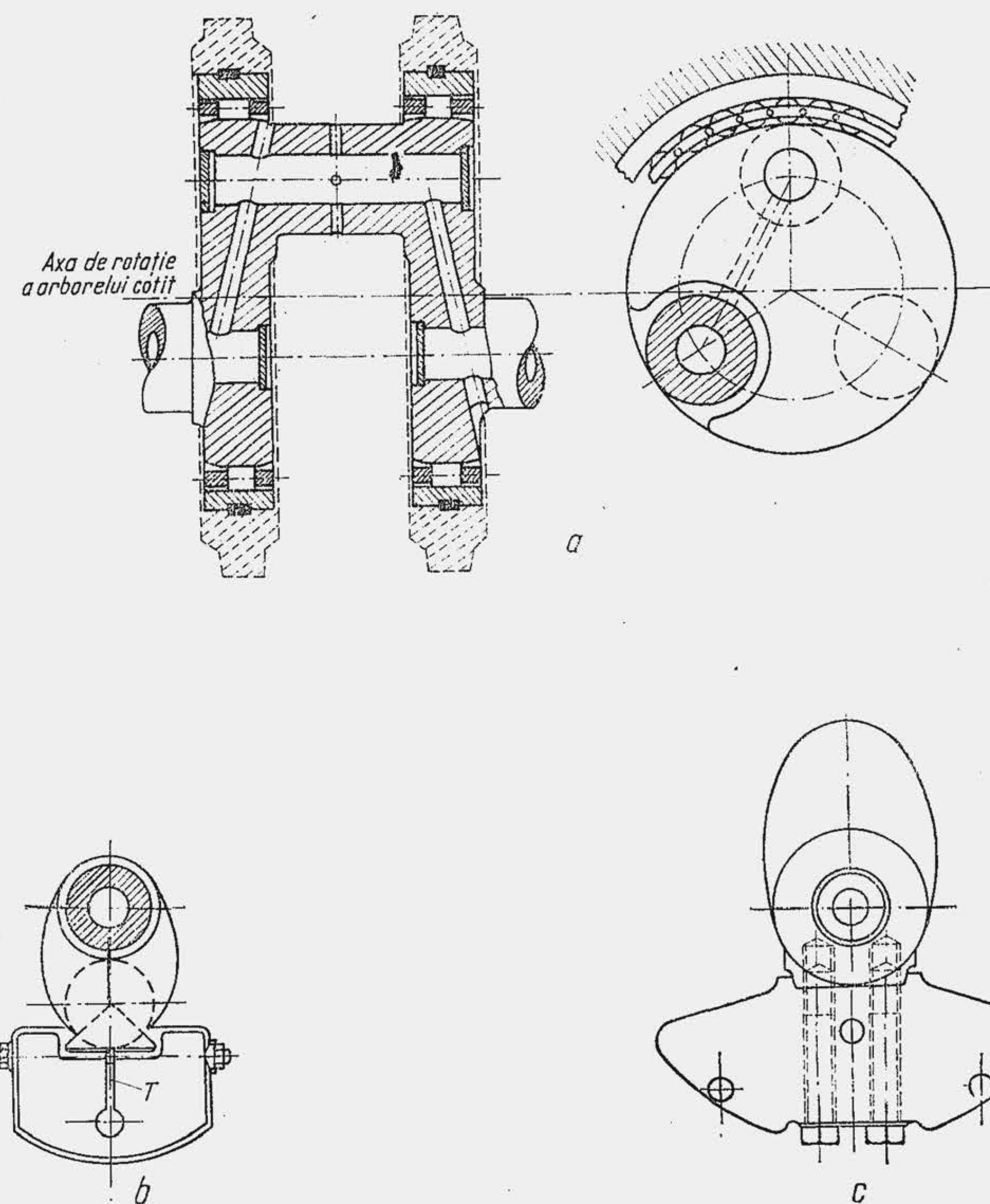


Fig. 14.16. Rezemarea arborelui cotit pe rulmenți (a); prinderea contragreutăților de echilibrare (b, c).

unui prag  $p$  (v. fig. 14.13) care are un rol tehnologic: ușurează deplasarea pietrei la rectificarea fusurilor. La mărirea razei de racordare  $p$ , tensiunile pe direcția razelor de racordare și pe lățimea brațului (fig. 14.17, a) se reduc sensibil (b, c și d); foarte eficientă se dovedește racordarea cu degajarea  $j$  (e și f). Însușind efectele se obține, pentru soluția finală (f), în raport cu cea inițială (b), o reducere a eforturilor unitare de circa două ori. Mărirea razei de racordare este însă un procedeu obiecționabil, deoarece reduce lungimea efectivă a cuzinetului, deci suprafața portantă (fig. 14.18, a), pentru a preveni frecarea de contact. Pentru a atenua efectul produs de racordare, se efectuează racordarea cu



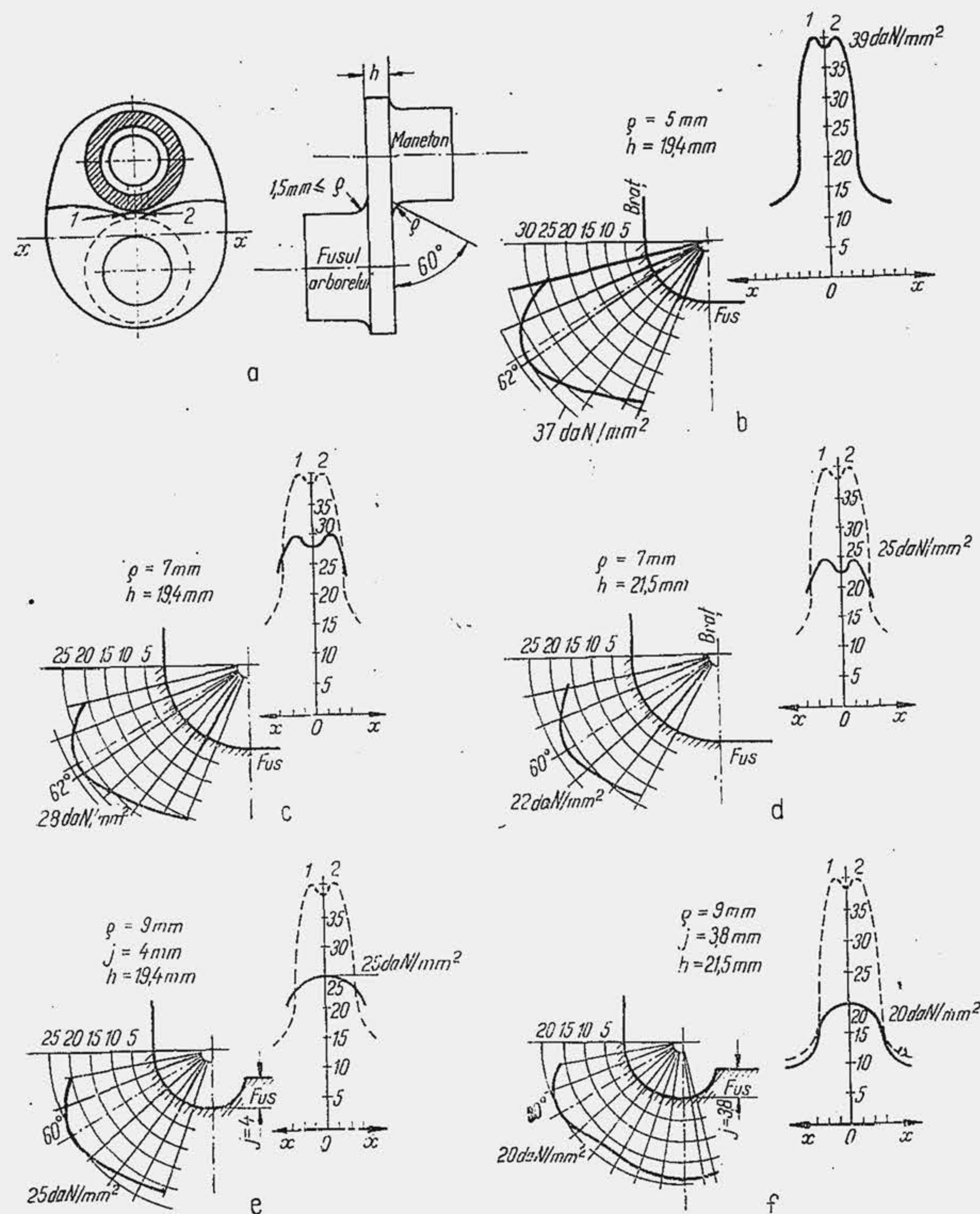


Fig. 14.17. Influența razei de racordare, a degajării și a grosimii brațului asupra mărimii și repartiției eforturilor unitare.

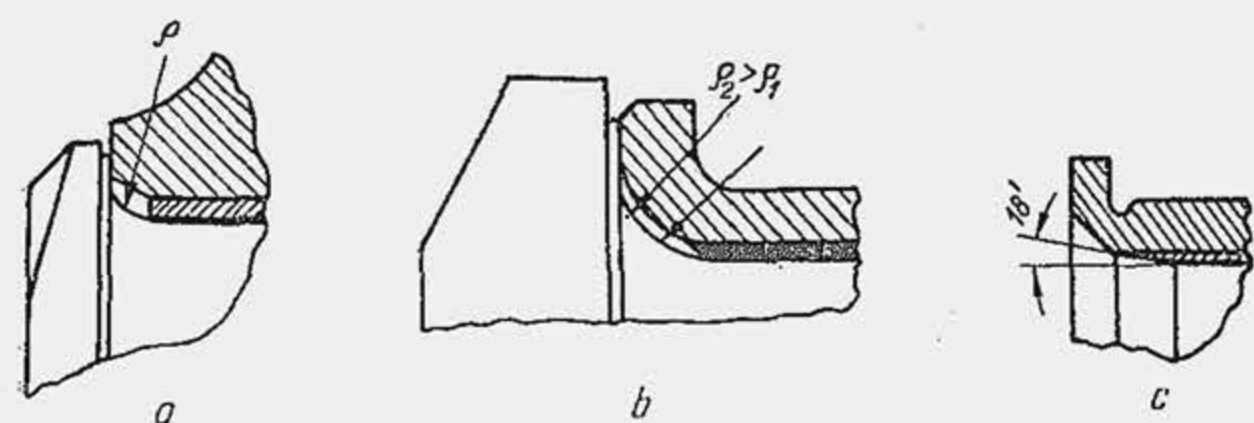


Fig. 14.18. Corelarea lungimii cuzinetelor cu raza de racordare.

două (b) sau trei raze de racordare, iar capetele cuzinetului se execută tronconic (c); soluția scumpește însă fabricația. Prin roluirea sau tasarea zonei de racordare dintre fus și braț s-a obținut o creștere cu 60% a rezistenței la oboseală.

Poziția orificiului prin care sosește uleiul pe suprafețele fusurilor nu este întâmplătoare. Presiunea pe periferia fusului este variabilă în cursul unei rotații. Este rațional ca orificiul să fie plasat în acea regiune a fusului, în care se realizează, în medie pe ciclu, presiunea cea mai mică. În acest fel se simplifică sistemul de ungere, deoarece pompa poate refula uleiul la presiuni reduse. Pentru determinarea poziției orificiului de ungere se construiește *diagrama calitativă de uzură* (fig. 14.19). În acest scop se admite că, din cauza deformării, cuzinetul se aplică pe un arc de 120° și dezvoltă o presiune uniformă, proporțională cu forța de apăsare  $R_M$ . Se construiește un cerc  $O_u$  de rază arbitrară (b) și se trasează apoi direcții radiale paralele cu direcțiile forței rezultante  $R_{M\alpha}$  din diagrama polară (direcțiile  $O_u P_0, O_u P_{20}$  etc.), corespunzătoare fiecărei poziții a bielei (din 20 în 20 sau 30 în 30° RA). Pe

direcțiile determinate, în sensul forței  $R_M$ , de la periferia cercului  $O_u$  spre centru se așază segmentele  $s_0, s_{20}, s_{40} \dots$  egale cu forțele  $R_{M0}, R_{M20}, R_{M40}$  la scara forțelor, arbitrar aleasă. Forța  $R_M$  lucrează pe arc  $A_0 B_0$ , egal cu 120° simetric plasat față de direcția radială. Procedând analog pentru toate pozițiile bielei și însumând apoi porțiunile hașurate, se construiește o a doua diagramă, conturul b din (c) care este diagrama de uzură, uzura fiind proporțională cu presiunea; se va plasa orificiul de ungere în zona  $\theta$ , corespunzătoare uzurii sau presiunii minime. Se procedează la fel pentru fixarea poziției orificiului pentru fusul palier. Trecerea uleiului de la fusul palier la fusul maneton se face prin mai multe procedee. Când fusurile sînt goale la interior, pentru a preveni scăparea uleiului, soluția cea mai simplă constă din plasarea unei conducte 1 în canal (fig. 14.20, a). Procedul este rareori utilizabil, deoarece orificiile nu cad în același plan. O soluție intermediară este arătată în (b). Fusurile paliere sînt etanșate cu capace din metal moale; fusurile manetoane sînt libere, pentru a limita creșterea forței centrifuge; trecerea se face prin conducta 2. Este rațional să se folosească forța centrifugă pentru filtrarea parțială a uleiului. Soluțiile care îndeplinesc acest deziderat sînt mai scumpe și măresc forța centrifugă a manetonului, dar sînt, în schimb, eficiente. În varianta c se etanșează ambele fusuri cu capacele 3 înșurubate, se practică un canal 4 de legătură (prin canalul tehnologic 5), iar conducta de ulei 6, pătrunde în partea centrală a găurii, de unde se alimentează cu ulei purificat (impuritățile se sedimentează spre periferia găurii). În locul capacelor filetate se utilizează capace prinse cu tiranți 7 (d). O filtrare eficientă se obține dacă se izolează impuritățile mecanice, care la staționare se pot deplasa în canalul de ulei. În acest scop se

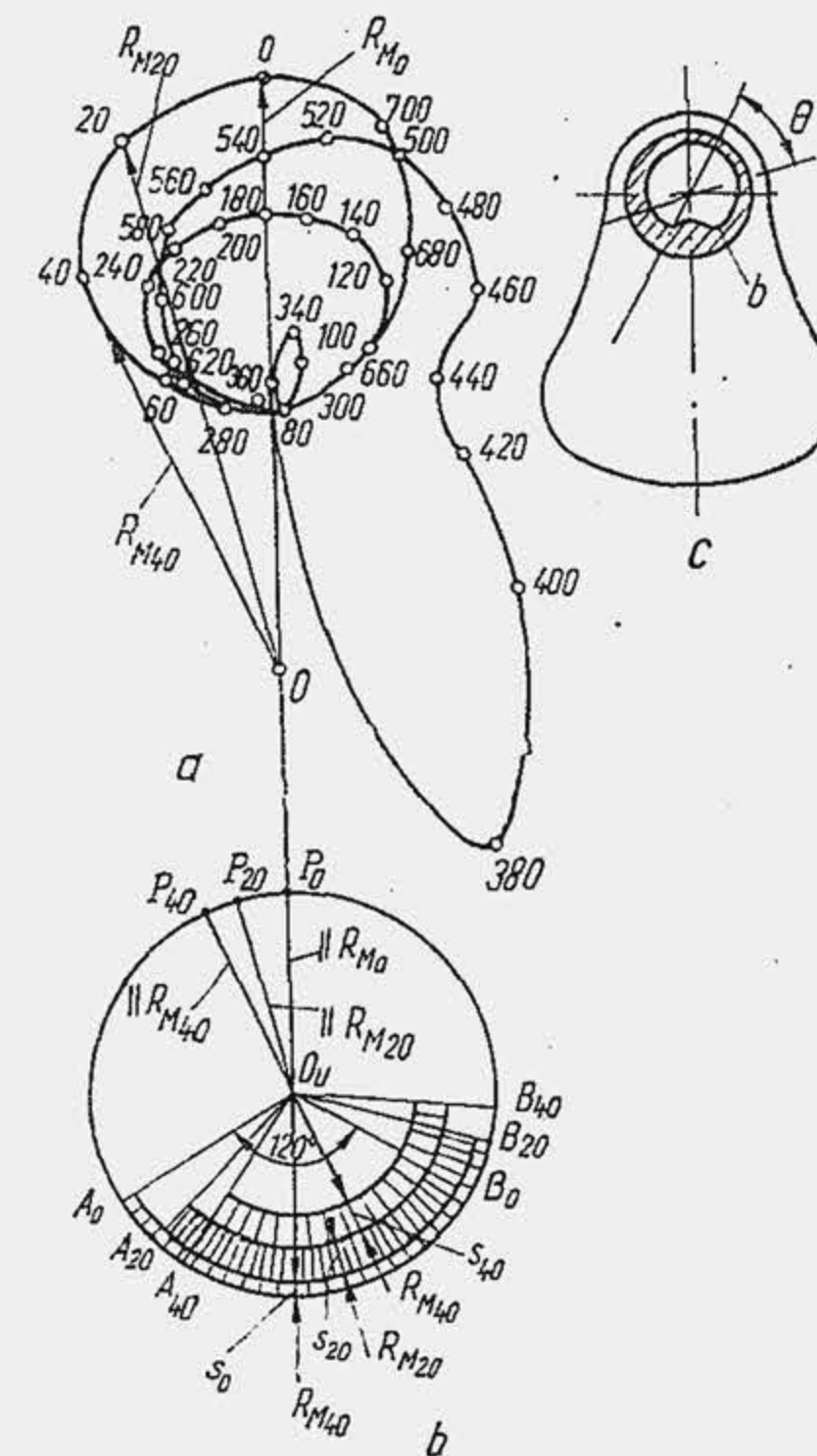


Fig. 14.19. Diagrama polară a unui fus maneton (a) și construcția diagramei de uzură (b și c).



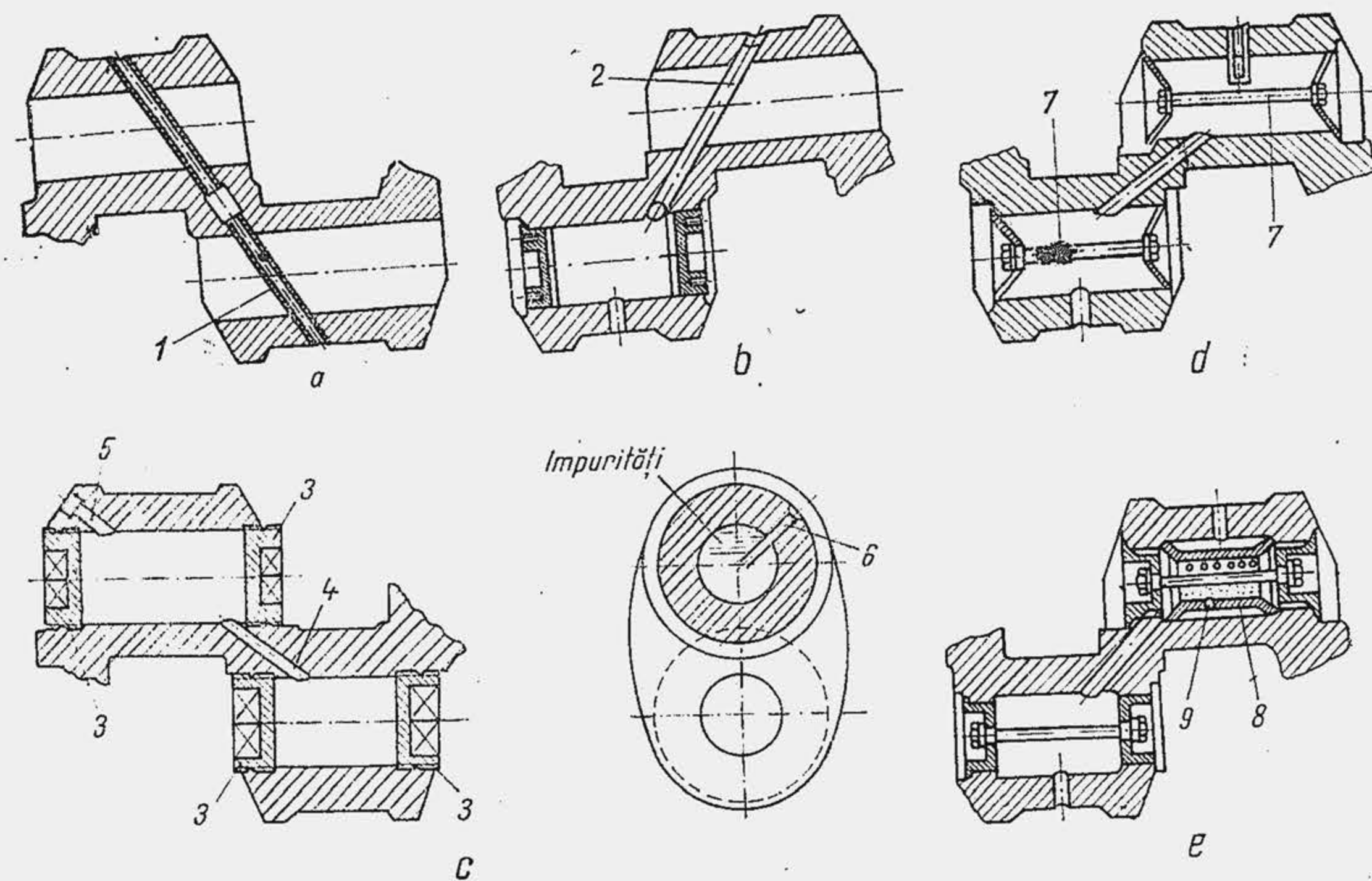


Fig. 14.20. Construcția canalelor de trecere a uleiului de la fusul palier la fusul maneton.

introduce în interiorul manetonului o piesă 8 (e), din metal moale, prevăzută cu un orificiu periferic  $\phi$ , îndreptat spre axa de rotație a arborelui, prin care trece uleiul filtrat. Efectul concentrării de tensiuni din dreptul orificiilor de ulei (fig. 14.21, a) se atenuează prin racordarea marginii

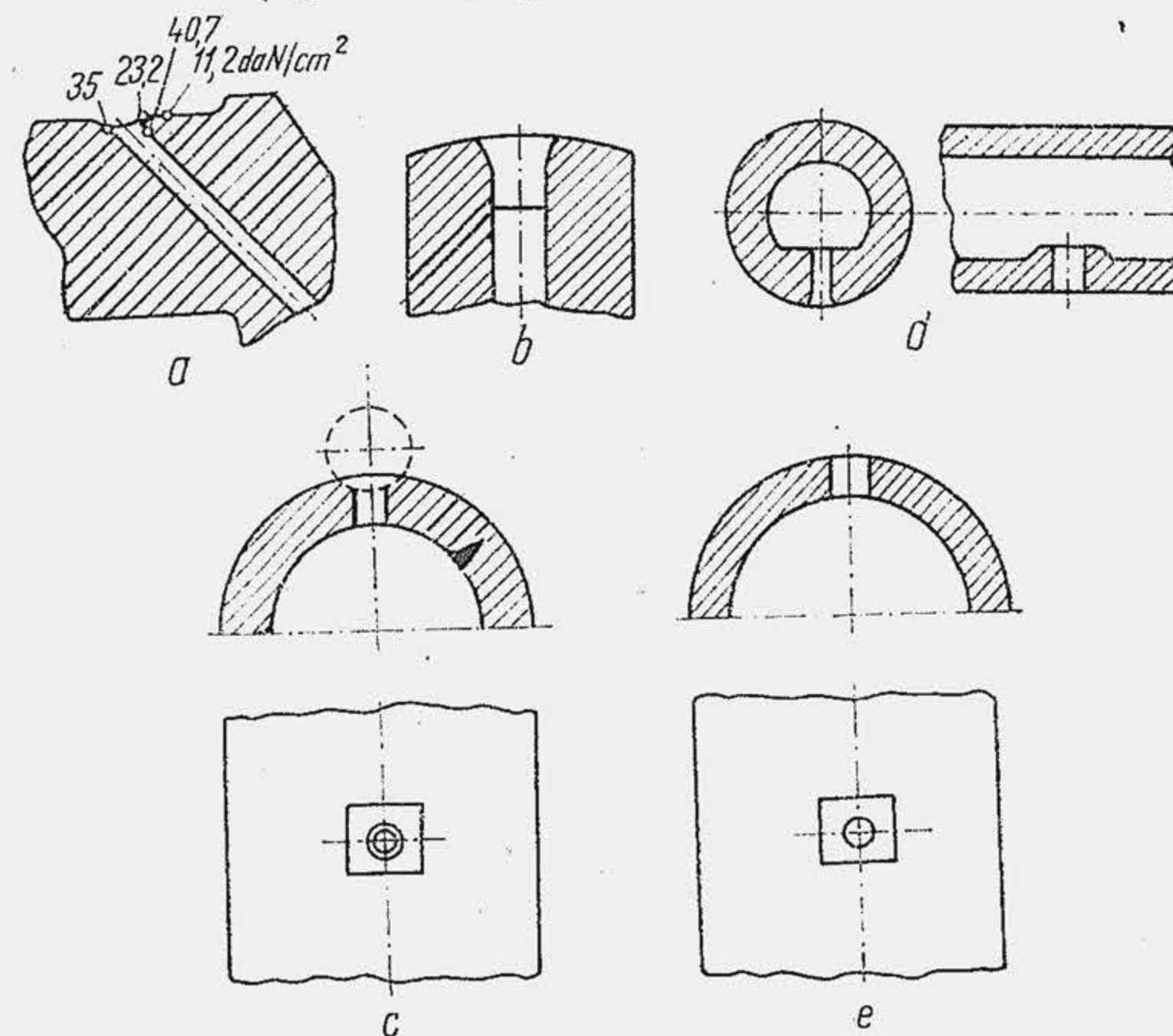
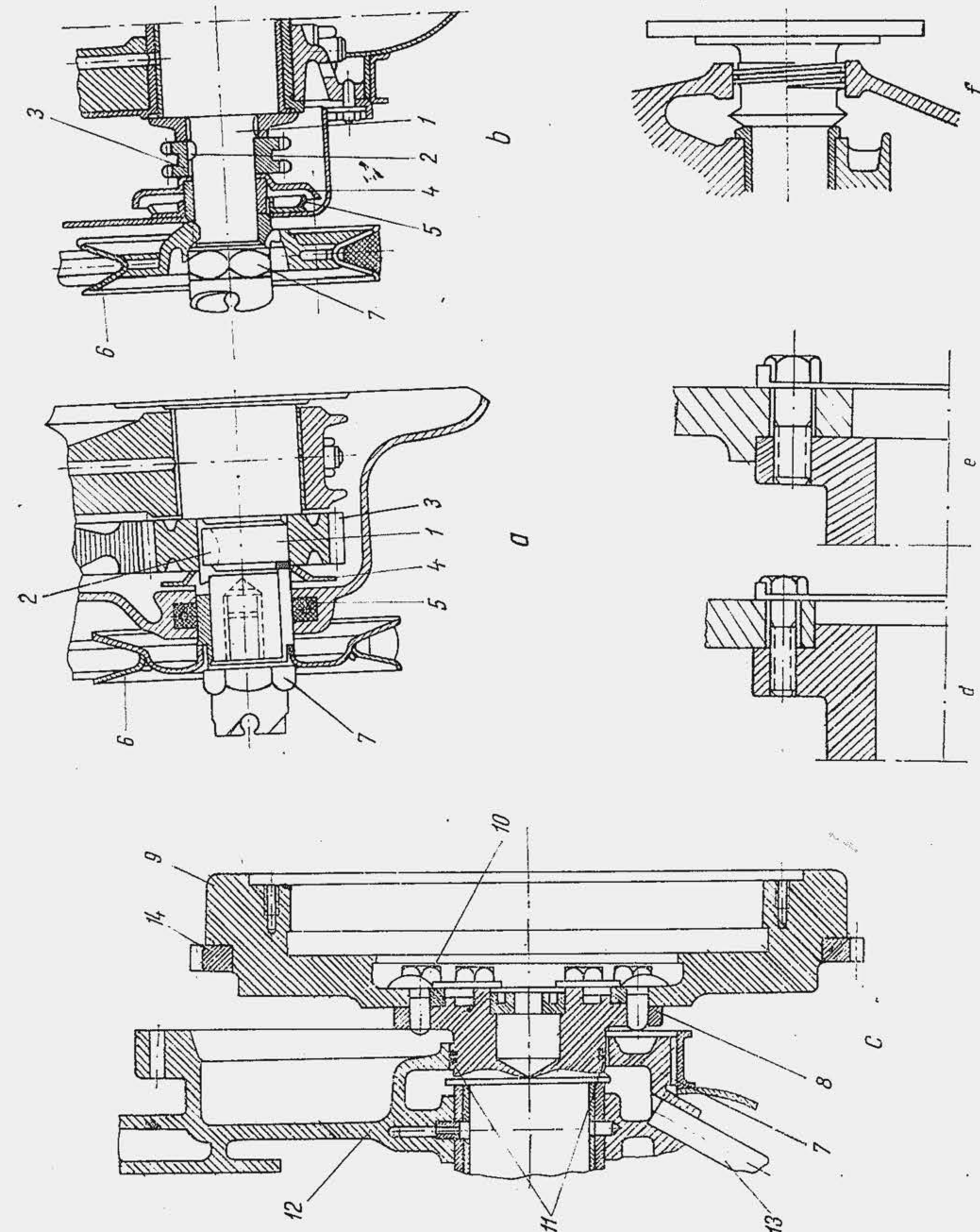


Fig. 14.21. Soluții pentru atenuarea efectului de concentrare a tensiunii în dreptul orificiului de ulei.

Fig. 14.22. Elementele componente ale părților frontală și posterioară ale arborelui cotit fără amortizor de vibrații.





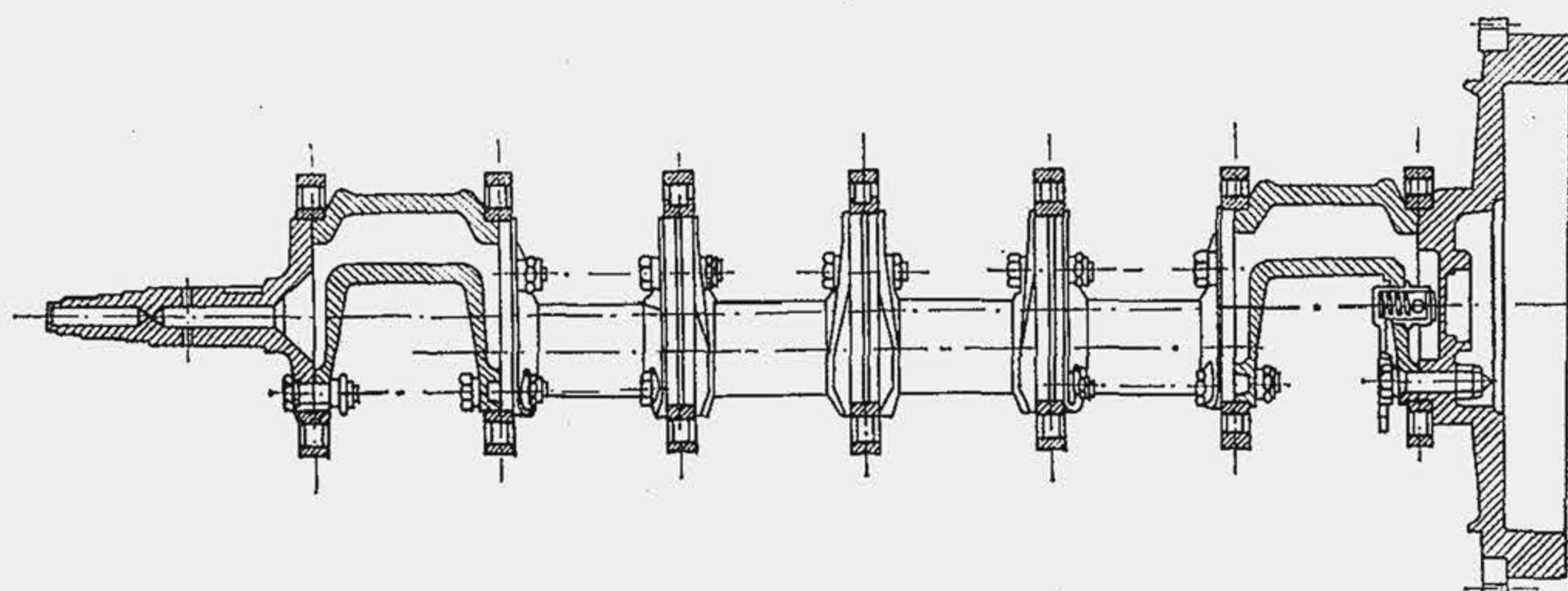


Fig. 14.23. Arbore cotit din elemente demontabile turnate, fixat pe rulmenți.

găurii (b), prin deformarea plastică a marginilor (c), prin îngroșarea peretelui în dreptul orificiului (d), prin frezarea suprafeței fusului în dreptul orificiului (e). Diametrul orificiului de ulei nu trebuie să coboare sub 5 mm.

Organizarea părții frontale a arborelui fără amortizor de vibrații se urmărește în figura (14.22, a și b), iar a părții posterioare în (c ... e). Adiacent fusului palier frontal (a) se găsește partea cilindrică 1, pe care se fixează prin pana 2 pinionul 3 care antrenează arborele cu came; urmează deflectorul de ulei 4, care împreună cu garnitura de etanșare 5, împiedică scăparea uleiului din carter. Pe ultima porțiune cilindrică se fixează fulia 6 a ventilatorului. Piulița 7, care face corp comun cu clichetul, asigură strângerea. În (b) garnitura de etanșare este înlocuită cu un al doilea segment deflector 5, sudat la carcasă. La partea posterioară a arborelui (c) se prevede flanșa 8, de care se fixează volantul 9 cu șuruburile 10. O problemă particulară o constituie centrarea volantului care se realizează fie pe o suprafață interioară a flanșei de prindere (d) fie pe o suprafață exterioară (e). Pe volant se fixează prin presare coroana dințată 14 cu care cuplează demarorul. Ca și la partea frontală prezintă și aici un interes deosebit etanșarea la ulei care se realizează cu garniturile 11 (c) și deflectorul 12 (țeava 13 servește pentru evacuarea uleiului), prin intermediul unui labirint elicoidal (f) sau printr-un inel deflector 14 (g) combinat cu un inel de fetru sau cauciuc 15. O soluție interesantă o constituie arborele cotit din elemente demontabile, turnate (fig. 14.23). Brațele se reazemă pe rulmenți cu role, ceea ce reduce lungimea arborelui și frecarea. Elementele se montează prin șuruburi cu piulițe. Arborele e gol la interior și reprezintă magistrala de ulei. Fusurile manetoane au lungime mare, corespunzătoare motorului în V cu biele decalate.

În timpul funcționării, arborele se dilată, din care cauză se permite deplasarea lui liberă în raport cu carterul, pe direcția axială. În acest scop, unul din cuzineții lagărelor este prevăzut cu bordura 1 sau se folosește un inel secționat 2 (fig. 14.24), pe care se aplică un material antifricțiune care preia și apăsarea (de cca 15...30 daN/cm<sup>2</sup>) produsă de arcurile ambreiajului. Jocul axial al arborelui cotit este de 0,05...0,30 mm. Soluțiile constructive adoptate pentru arborii cotați ai motoarelor, SR-211 (confectionat din fontă, prin turnare) și D-103 (confectionat din oțel, prin matrițare) sînt ilustrate în figura 14.25, a și b.

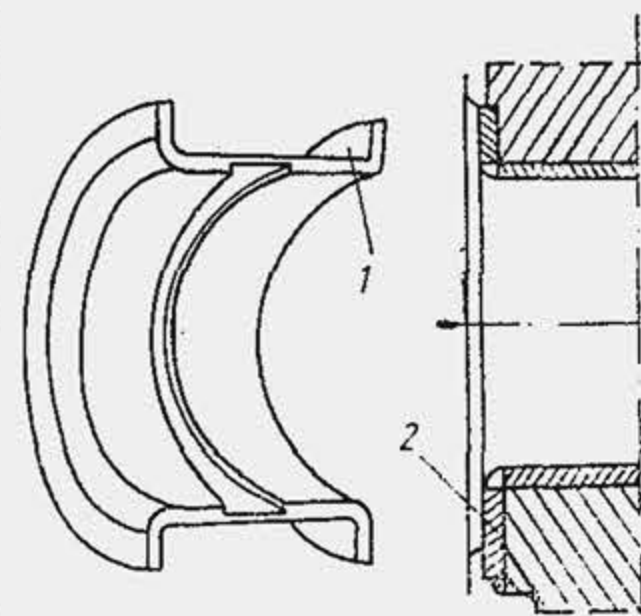
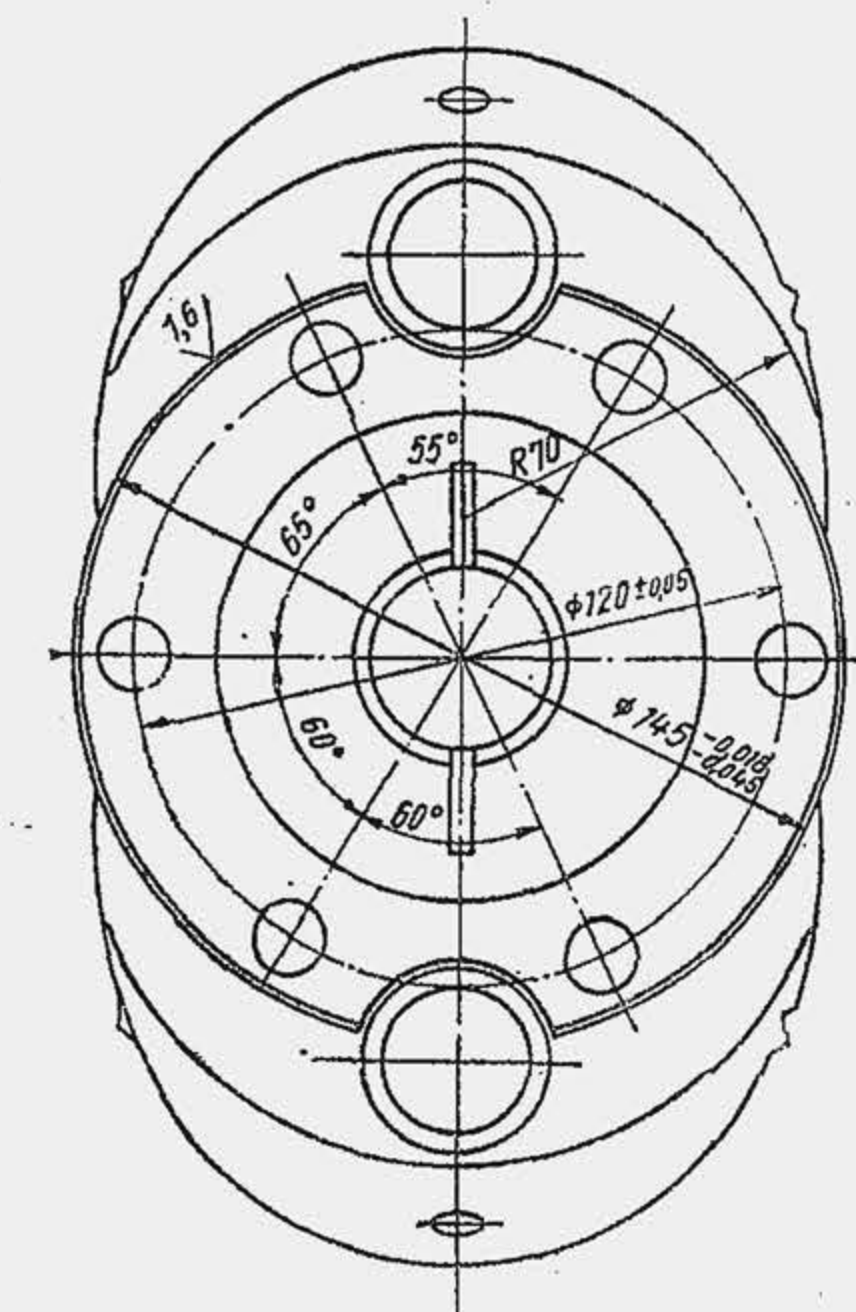


Fig. 14.24. Cuzinet axial pentru arborele cotit.

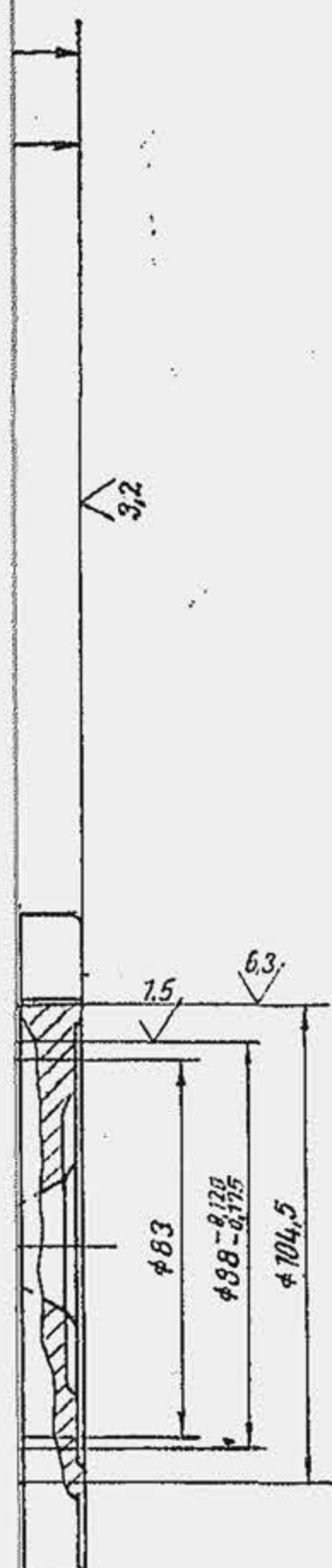
### 14.3. MATERIALE

Materialul pentru arborele cotit depinde de procedeul de fabricație și de dimensiunile arborelui. Arborele cotit se confecționează prin două pro-



	Diametrul fusului $d_{fp}$	Dia.
Nominal	85 -0.080 -0.095	
Reparația I	84,75 -0.080 -0.095	





### Condiții tehnice

1. Fusurile și manetoanele se vor căli C.I.F. până la duritatea 52...62 HRC. Grosimea stratului călit 3...4 mm pe toată lungimea.
2. Pe suprafețele șlefuite nu se admit rizuri sau peze negre. Pe suprafețele prelucrate nu se admit lovituri, fisuri interioare, incluziuni metalice, bavuri. Pe suprafețele neprelucrate nu se admit resturi de oxizi, suprapunerii de material, pajghițe, exfolieri și crăpături.
3. Ovalitatea fusurilor și manetoanelor max. 0,015.
4. Conicitatea fusurilor și manetoanelor max. 0,02:100
5. La așezarea pe fusurile extreme:
  - a) abaterea de la paralelism pentru manetoane max. 0,02:100
  - b) bătaia radială:
    - pentru manetoane, max. 0,02 mm
    - pentru fusurile mijlocii, max. 0,03 mm
    - pentru fusul  $\phi 45$ , max. 0,03 mm
    - pentru flanșa  $\phi 145$ , max. 0,05 mm
    - pentru suprafața  $\phi 88$ , max. 0,04 mm
6. Arborele se va echilibra dinamic. Dezechilibrul max. admis 100 gf.cm

cedee: prin forjare și prin turnare. Forjarea se efectuează liber sau în matriță, când lungimea arborelui cotit nu depășește aproximativ 2 m. Forjarea în matriță prezintă avantajul că fibrele, urmînd conturul preseii, nu comportă întrepreri. Arborii cotiți forjați se confecționează din oțel;

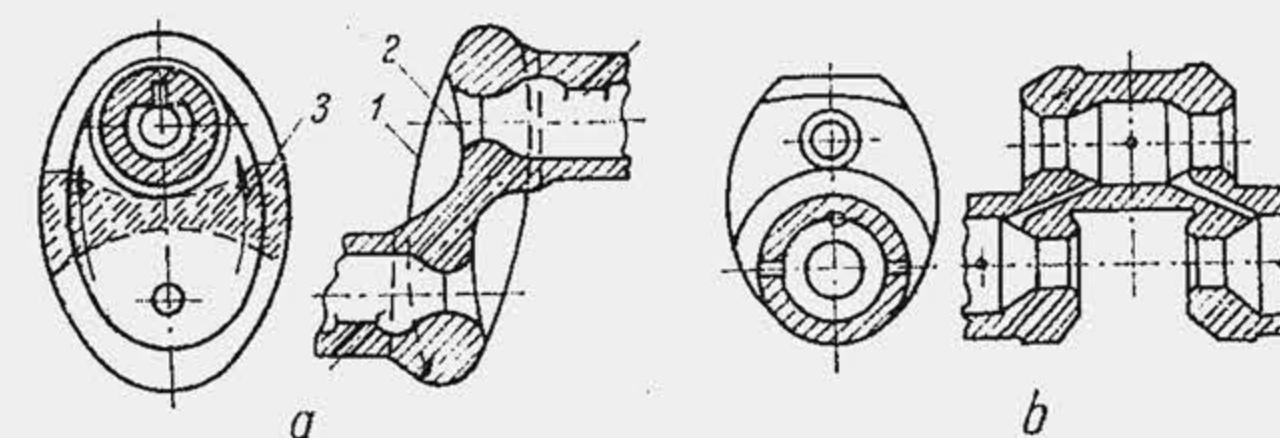


Fig. 14.26. Forme eficiente obținute prin turnare (a) și prelucrare mecanică (b).

cei turnați se confecționează din fontă sau oțel. Întrucît condiția de rigiditate a arborelui cotit impune dimensionarea largă a cotului, solicitarea lui coboară sub un asemenea nivel încît este posibilă utilizarea oțelurilor nealiat și anume oțelul de calitate cu conținut mediu de carbon (OLC 45X, OLC 60X, STAS 880—66) cu rezistență la rupere de 70...80 daN/mm<sup>2</sup>. La MAC-ul mai solicitat, se utilizează oțeluri aliate cu Cr, Ni, Mo, V (STAS 791—66), care au o rezistență la rupere superioară, 85...125 daN/cm<sup>2</sup>, dar un cost ridicat. O varietate de oțel pentru arborele cotit este oțelul aliat NiCrMo (C = 0,22 ... 0,25%, Ni = 3,75 ... 4,0%, Cr = 1,1 ... 1,3%, Mo = 0,45 ... 0,55%, Si = 0,25 ... 0,35%, Mn = 0,30 ... 0,45, S + P < 0,025) cu  $\sigma_r = 110$  daN/mm<sup>2</sup> și  $\sigma_e = 95$  daN/mm<sup>2</sup>.

În ultimii ani s-au pus la punct procedee de confecționare a arborilor cotiți prin turnare. Avantajele arborilor turnați sînt următoarele: 1) reducerea consumului de metal, întrucît turnarea se face cu precizie și se pot micșora adaosurile de prelucrare (se reduce cantitatea de așchii de 2,5... 3 ori și se micșorează numărul de operații cu 20...25%); 2) realizarea cu ușurință a formei tubulare, ceea ce reduce masa cu 10...20% (de exemplu, arborele cotit din fontă, al motorului M—21 are 16...17 kg, față de 21 kg, masa arborelui cotit din oțel forjat, al aceluiași motor); 3) realizarea cu ușurință a formelor optime cerute de echilibrare (forma maselor de echilibrare) și de solicitarea la oboseală. Prin turnare, se obține cu ușurință forma de butoi a golurilor interioare (fig. 14.26, a): forma de buzunar 1 a brațelor, prin degajarea de material; îngroșarea 2 a peretilor în dreptul brațelor; îngroșarea laterală 3, care obligă fluxul de forțe să ocolească partea centrală a brațului. Prin prelucrarea mecanică a arborelui forjat (b), se obțin doar forme apropiate de cele optime cu cheltuieli mai mari. În figura 14.27, a și b se arată un arbore cotit turnat din fontă, de patru cilindri, cu trei fusuri palier fără mase de echilibrare, cu suprapunere s mare. Arborele cotit al motorului ARO—L-24 (v. fig. 14.1) este de asemenea turnat din fontă, are 5 paliere și mase de echilibrare cot cu cot, nedemontabile. Arbori forjați cu mase de echilibrare nedemontabile și demontabile, cu trei paliere se arată în continuare în figura 14.27.

Confecționarea arborelui cotit turnat din fontă (motoarele pentru autovehiculele SR—211, ARO L—25, Dacia 1300) s-a dovedit foarte avantajoasă. Fonta posedă proprietăți mai bune de turnare decît oțelul, ceea ce simplifică fabricația și are un preț de cost mai redus — arborele turnat din fontă costă cu 20...25% mai puțin. Fonta are o rezistență mică la încovoiere, dar utilizarea ei este posibilă atribuind fusurilor și brațelor dimensiuni mai mari și rezemînd fiecare cot pe două fusuri paliere, ceea ce este în concordanță cu tendința modernă de rigidizare a arborelui cotit. Prin mărirea dimensiunilor și prevederea unor forme raționale se compensează re-



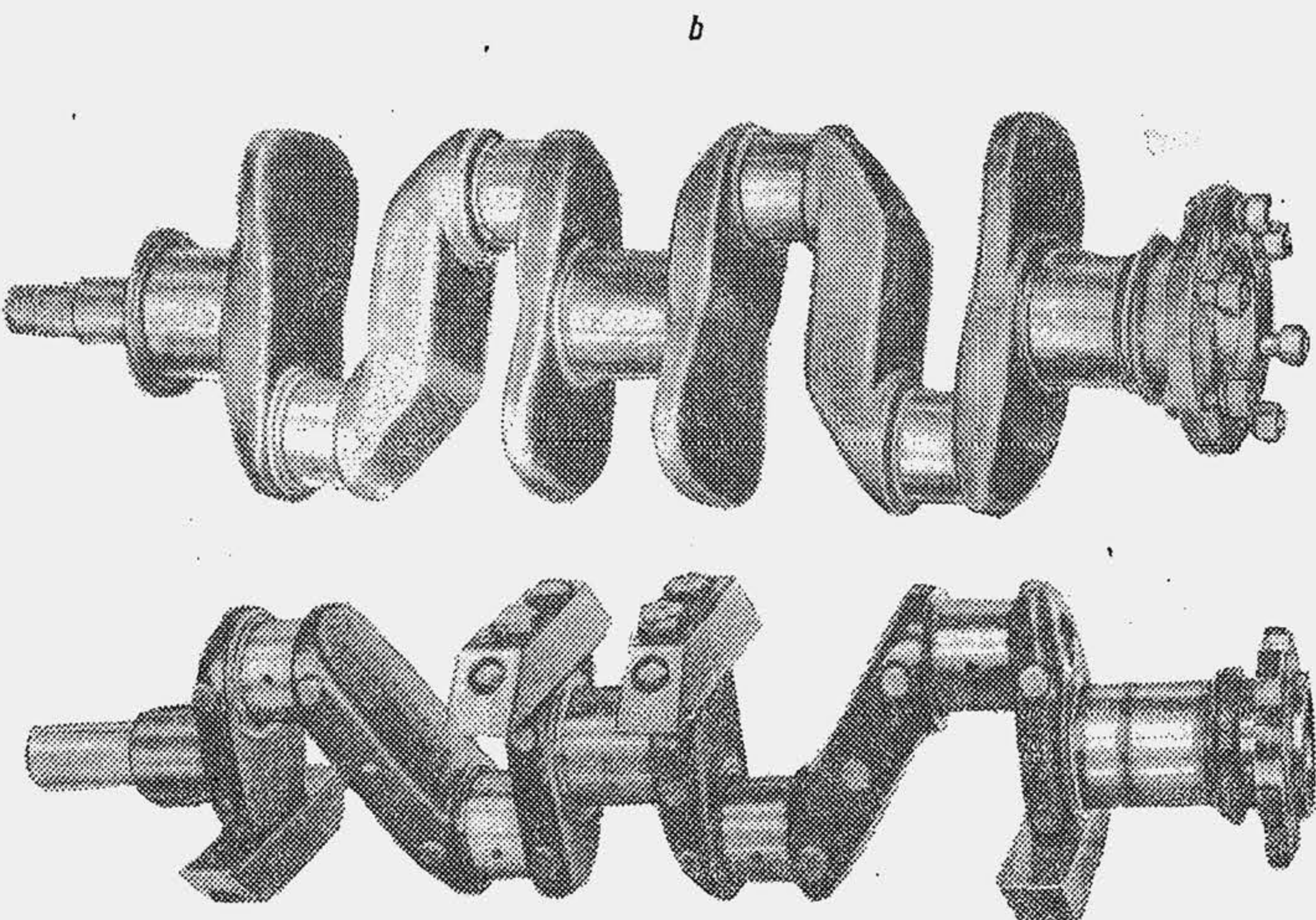
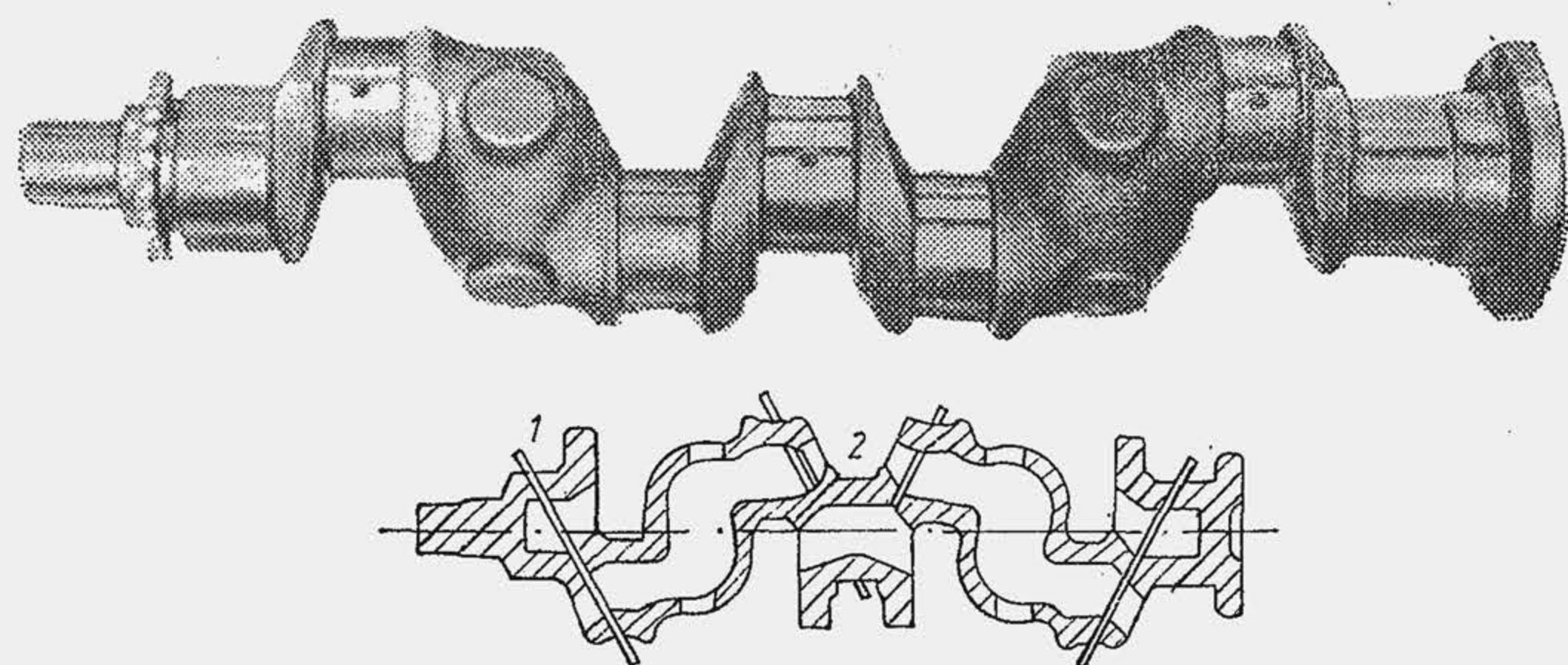


Fig. 14.27. Arbre cotit turnat fără mase de echilibrare—vedere (a) și secțiune (b); arbori cotiți forjați.

zistența mai mică la oboseală a fontei (tab. 14.3). Utilizarea fontei prezintă câteva avantaje suplimentare. Fonta este un material cu calități antifricțiune superioare, datorită incluziunilor de grafit; de aceea, uzura fusurilor este inferioară (tab. 14.4). La unele motoare s-au obținut rezultate spectaculoase, uzura fusului maneton reducându-se de patru ori prin înlocuirea arborelui de oțel cu cel din fontă. Datorită acțiunii lubrifiante a grafitului, fonta suportă presiuni specifice mai mari, ceea ce face posibilă utilizarea cuzinetelor din bronz cu plumb. În fine, este de remarcă capacitatea mai înaltă a fontei de a amortiza vibrațiile torsionale, determinată de aceleași incluziuni de grafit. Astfel, în comparație cu arborii cotiți din oțel forjat, arborii

Tabela 14.3

Influența materialului asupra rezistenței la oboseală a arborelui cotit \*

Materialul	$\sigma_{-1}$ [daN/mm <sup>2</sup> ]
Fontă puțin aliată	4,42
Fontă aliată puternic	5,12
Oțel forjat ( $\sigma_r = 70$ daN/mm <sup>2</sup> )	6,98
Oțel forjat ( $\sigma_r = 93$ daN/mm <sup>2</sup> )	8,85
Oțel forjat ( $\sigma_r = 124$ daN/mm <sup>2</sup> )	13,0

\* Rezultatele obținute pentru un arbore cu brațul de forma a IV-a din figura 14.12

Tabela 14.4

Uzura fusurilor arborelui cotit al unui motor de tractor

Felul fusului	Materialul arborelui	
	Oțel * [mm]	Fontă cu grafit nodular ** [mm]
Fus maneton	0,94	0,052
Fus palier	0,027	0,022

\* Fusurile călite prin CIF.

\*\* Fără tratament termic al fusurilor.

cotiți din fontă au realizat un timp de amortizare de două ori mai mic. La fontă bucla de pierderi prin histererezis este de câteva ori mai mare decât la oțel.

Se utilizează mai multe varietăți de fontă pentru arborii cotiți: fontă modificată, fontă maleabilă perlitică și fontă aliată cu Cr, Ni, Mo, Cu. Ultima varietate este scumpă; prima varietate este cea mai răspândită: Fonta modificată cu grafit nodular (C = 3,7%, Si = 2,3%, Mn = 0,3%, Mg = 0,05%, S = 0,08%, P = 0,025%) după un tratament de călire și revenire a căpătat o rezistență la rupere de 120 daN/mm<sup>2</sup>, limita de elasticitate 82 daN/mm<sup>2</sup> și  $E = 17\,500$  daN/mm<sup>2</sup>, apropiat de al oțelului (21 000 daN/mm<sup>2</sup>). Fonta nodulară are duritatea 212...270 HB, dar permite prin tratament termic realizarea unei durități de 500 HB (exemplu, fonta aliată cu cupru-crom, elaborată în cuptoare electrice).

Calitățile arborelui cotit, confecționat din oțel forjat sînt îmbunătățite considerabil prin tratament termic, termochimic sau prelucrare mecanică superficială; pe aceste căi se mărește duritatea superficială a fusurilor, în vederea măririi rezistenței la uzură și a limitei de oboseală. Călire superficială a fusurilor prin CIF (adîncimea 3...5 mm), ridică duritatea la 52...65 HRC. Se observă că duritatea superficială a fusurilor se stabilește în funcție de presiunea specifică pe care urmează s-o suporte și a materialului antifricțiune depus pe cuzinet. Influența nitrurării și a ecruisării arborelui cotit asupra momentului de încovoiere suportat de ansamblul braț-fus se arată în figura 14.28. Ecrusarea prin jet de alicie aplicată arborilor cotiți de automobil a mărit durata lor de serviciu de nouă ori. O sporire considerabilă a durabilității fusurilor se obține prin cromarea lor superficială, procedeu care, deși costă mai mult este în curs de răspîndire. Stratul de crom de 0,03...0,06 mm grosime mărește durata de serviciu de 3...5 ori, iar la motoarele



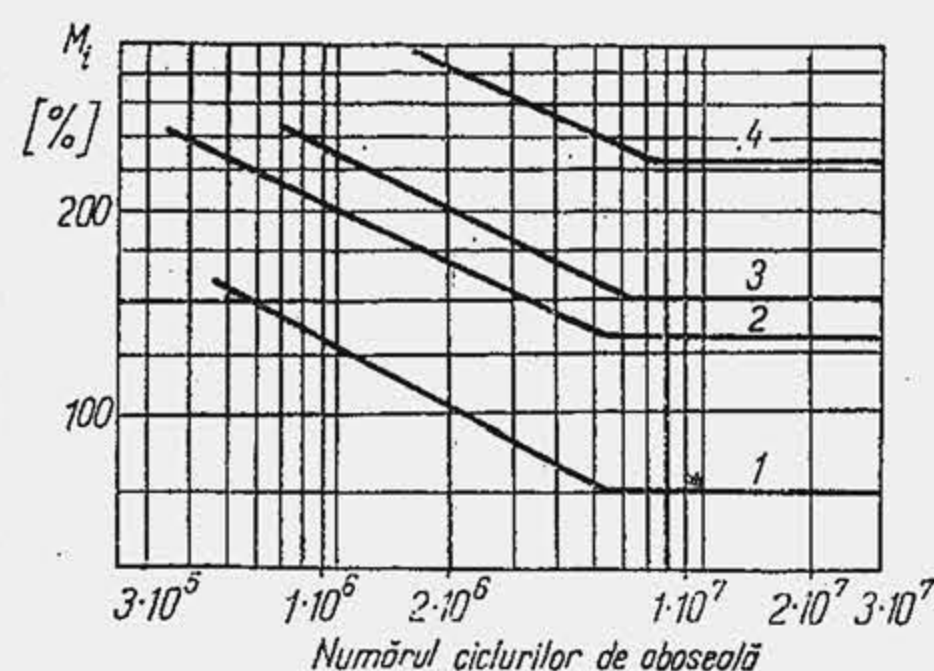


Fig. 14.28. Influența nitrurării și ecrisării arborelui cotit asupra momentului încovoiător suportat de ansamblul fus-braț. 1—construcția inițială; 2—nitrurarea; 3—ecrisarea racordării; 4—ecrisarea racordării și mărirea grosimii brațelor.

este solicitat la încovoiere și torsiune. Verificarea la vibrații de torsiune urmărește determinarea turațiilor critice și a eforturilor unitare care apar la rezonanță.

de mic litraj și turații ridicate, de 10, 20 ori. Fusurile arborelui cotit de la motoarele SAVIEM 797-05 și MAN-D2156 au duritatea 52...54 HRC, respectiv 55...61 HRC.

#### 14.4. CALCULUL ARBORELUI COTIT

**Alegerea dimensiunilor.** Arborele cotit se dimensionează pe baza datelor constructive (tab. 14.5 cu notațiile din fig. 14.29). Calculul arborelui cotit are un caracter de verificare. Fusurile fiind supuse frecării și uzării se verifică la presiune specifică și la încălzire; cotul

Tabela 14.5

Dimensiunile relative ale elementelor arborelui cotit

Dimensiunea caracteristică	MAS în linie	MAS în V	MAC în linie	MAC în V
Lungimea cotului sau deschiderea dintre reazime, $l$	$(1,10 \dots 1,25)D^*$	$(1,0 \dots 1,25)D$	$(1,05 \dots 1,3)D$	$(1,2 \dots 1,3)D$
Diametrul fusului palier, $d_L$	$(0,6 \dots 0,7)D$	$(0,60 \dots 0,70)D$	$(0,7 \dots 0,8)D$	$(0,7 \dots 0,75)D$
Lungimea fusului palier, $l_L$ : — paliere intermediare — paliere extreme sau medii	$(0,5 \dots 0,6)d_L$ $(0,74 \dots 0,84)d_L$	$(0,4 \dots 0,6)d_L$ $(0,7 \dots 0,88)d_L$	$(0,45 \dots 0,6)d_L$ $(0,7 \dots 0,85)d_L$	$(0,4 \dots 0,60)d_L$ $(0,65 \dots 0,86)d_L$
Diametrul fusului maneton, $d_M$	$(0,55 \dots 0,68)D$	$(0,55 \dots 0,65)D$	$(0,56 \dots 0,72)D$	$(0,60 \dots 0,72)D$
Lungimea fusului maneton, $l_M$	$(0,45 \dots 0,62)d_M$	$(0,8 \dots 1,0)d_M$	$(0,5 \dots 0,6)d_M$	$(0,55 \dots 0,65)d_M$
Diametrul interior, $d_{M_i}$	$(0,6 \dots 0,8)d_M$	$(0,6 \dots 0,8)d_M$	$(0,6 \dots 0,75)d_M$	$(0,6 \dots 0,75)d_M$
Grosimea brațului, $h$	$(0,15 \dots 0,35)d_M$	$(0,15 \dots 0,35)d_M$	$(0,20 \dots 0,35)d_M$	$(0,20 \dots 0,35)d_M$
Lățimea brațului, $b$	$(1,7 \dots 1,9)d_M$	$(1,7 \dots 1,9)d_M$	$(1,5 \dots 2,0)d_M$	$(1,5 \dots 2,0)d_M$
Raza de racordare $\rho^{**}$	$(0,06 \dots 0,1)d_M$	$(0,06 \dots 0,08)d_M$	$(0,07 \dots 0,1)d_M$	$(0,07 \dots 0,09)d_M$

\*  $D$  — alezajul cilindrului.

\*\*  $\rho$  nu poate fi mai mic decât 1,5...3 mm.

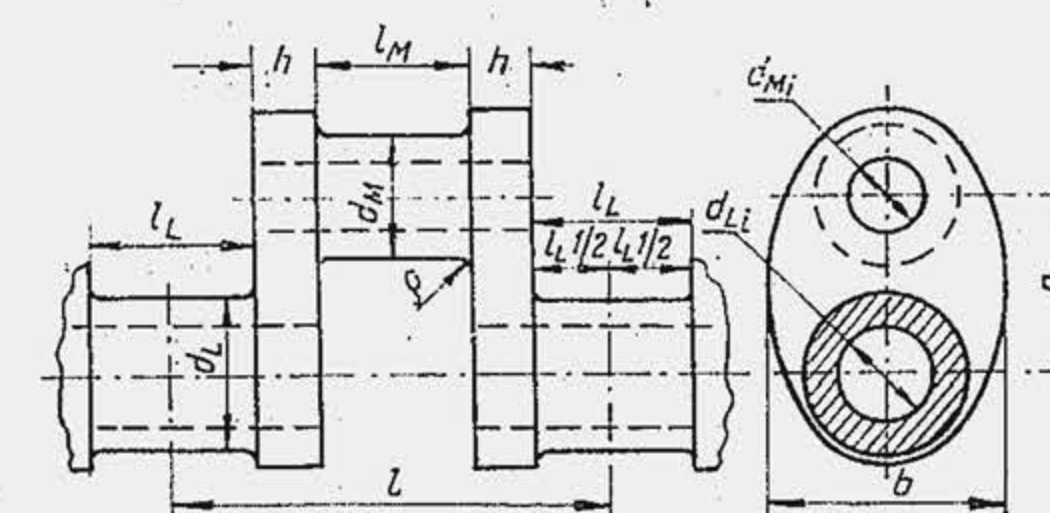


Fig. 14.29. Dimensiunile caracteristice ale unui cot.

#### 14.4.1. VERIFICAREA FUSURILOR LA PRESIUNE ȘI LA ÎNCĂLZIRE.

Pentru a preveni expulzarea peliculei de ulei dintre fusuri și cuzineți, presiunea specifică maximă pe fus se limitează (tab. 14.6). Forța maximă  $R_{M \max}$ ,  $R_{L \max}$  din relațiile (1) și (2) se determină din diagrama polară desfășurată (v. fig. 10.20).

Verificarea fusului la încălzire se efectuează inițial pe baza unui calcul simplificat. Dacă  $F_f$  [daN/cm<sup>2</sup>] este forța de frecare dintre cuzinet și fus raportată la unitatea de suprafață,  $f$  — coeficientul frecării de alunecare iar  $\bar{p}$  — presiunea specifică medie, relațiile (3) și (4); dacă  $W$  [m/s] este viteza relativă dintre fus și cuzinet (viteza periferică a fusului), evident produsul  $F_f \cdot W$  [daN·m/cm<sup>2</sup>s] reprezintă lucrul mecanic dezvoltat prin frecare într-o secundă, pe uni-

Tabela 14.6

Relații de calcul al fusurilor la presiune specifică și încălzire

Mărimea caracteristică	Relația de calcul	Valoarea admisibilă, [daN/cm <sup>2</sup> ]
Presiunea specifică maximă pe fusul maneton (indicele $M$ ) și fusul palier (indicele $L$ )	$p_{M \max} = \frac{R_{M \max}}{d_M l_M}$ (1)	MAS : 40...80 MAC : 70...150
	$p_{L \max} = \frac{R_{L \max}}{d_L l_L}$ (2)	MAS : 20...75 MAC : 45...150
Presiunea specifică medie	$\bar{p}_M = \frac{\bar{R}_M}{d_M l_M}$ (3)	MAS : 30...75 MAC : 30...100
	$\bar{p}_L = \frac{\bar{R}_L}{d_L l_M}$ (4)	MAS : 20...35 MAC : 20...75
Coeficientul de uzură ( $\bar{p}$ , în daN/cm <sup>2</sup> ; $W$ , în m/s)	$K = \sqrt{\bar{p}_M W^3} = \sqrt{\bar{p}_M \left( \frac{\pi d_M n}{60} \right)^3}$ (5)	— aliaj pe bază de St : 250...300*; — aliaj Bz cu Pb : 250; — aliaj Bz cu Pb, cu acoperire : 350...400; — aliaj Al-St > 300.
	$K = \sqrt{\bar{p}_L W_L^3} = \sqrt{\bar{p}_L \left( \frac{\pi d_L n}{60} \right)^3}$ (6)	

\* Dacă grosimea stratului  $\delta > 0,2$  mm se ia limita inferioară.







Tabela 14.7

Tabelă pentru calculul momentelor de răsucire care solicită fusurile palier\*

$\alpha^\circ$ RA	$M_{II} = T_1 \cdot r$	$M_{III} = M_{II} + T_2 \cdot r$	$M_{IV} = M_{III} + T_3 \cdot r$	...	$M_{pos} = M_\Sigma$
0°					
10°					
...					
...					
...					

\* Se presupune că fiecare cot este rezemat pe două fusuri palier. Dacă s-a eliminat reazemul dintre două coturi, în fusul palier din dreapta ansamblului acționează  $M_s$  la care se adaugă momentele produse de doi cilindri, cu decalajul definit de ordinea de aprindere.

Tabela 14.8

Relații pentru calculul la oboseală a fusurilor paliere

Mărimea caracteristică	Relația de calcul	Valoarea admisibilă
Eforturile unitare maxime și minime	$\tau_{Lmax} = \frac{M_{max}}{W_{pL}} \quad (1)$	—
	$\tau_{Lmin} = \frac{M_{min}}{W_{pL}} \quad (2)$	—
Coeficientul de siguranță	$c_L = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\gamma \varepsilon_\tau} \tau_{Lv} + \psi_\tau \tau_{Lm}} \quad (3)$	MAS: $c_L \geq 3 \dots 4$ MAC: $c_L \geq 4 \dots 5$ MAC supraalimentat $c_L \geq 2 \dots 3$

Valori pentru dezvoltarea calculelor:  $\frac{\beta_{k\tau}}{\gamma \varepsilon_\tau} \approx 2,5$ ;  $\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} = 0,08 \dots 0,1$ ;  
 $\tau_{-1} \approx (0,5 \dots 0,65) \sigma_{-1}$ ;  $\tau_0 \approx (1,7 \dots 2,0) \tau_{-1}$ ;  $\sigma_{-1} \approx (0,45 \dots 0,55) \sigma_r$ ;  $\gamma = 1,10 \dots 1,28$   
 (oțeluri aliate, ecruisate cu jet de alicie);  $\gamma = 1,1 \dots 1,4$  (fusuri călite prin CIF);  $\tau_{-1} =$   
 $= 1800 \dots 2300 \text{ daN/cm}^2$ , oțel carbon de calitate pentru arbori cotiți;  $\tau_{-1} =$   
 $= 2800 \dots 3200 \text{ daN/cm}^2$ , oțel aliat pentru arbori cotiți.

tabelă se dau limitele de variație a coeficientului  $c_L$  și valori pentru dezvoltarea calculelor. Valori suplimentare pentru coeficientul de concentrare  $\beta_{k\tau}$  și factorul dimensional  $\varepsilon_\tau$  se prezintă în figurile 14.33 și 14.34.

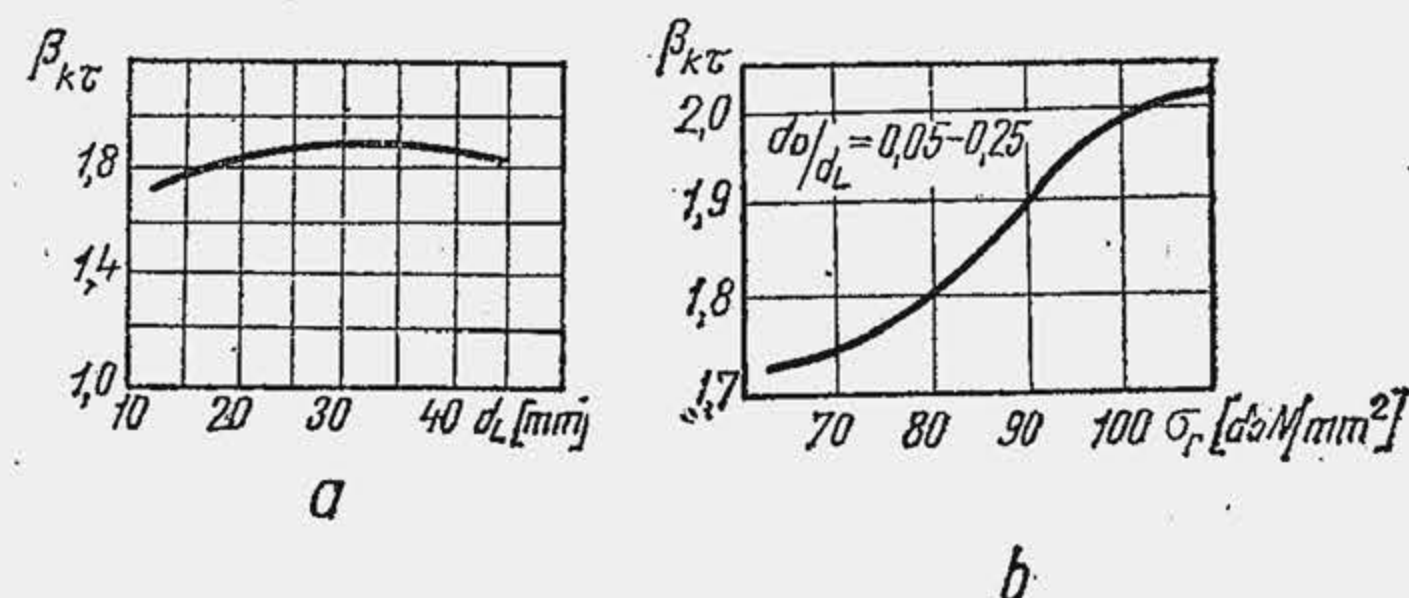
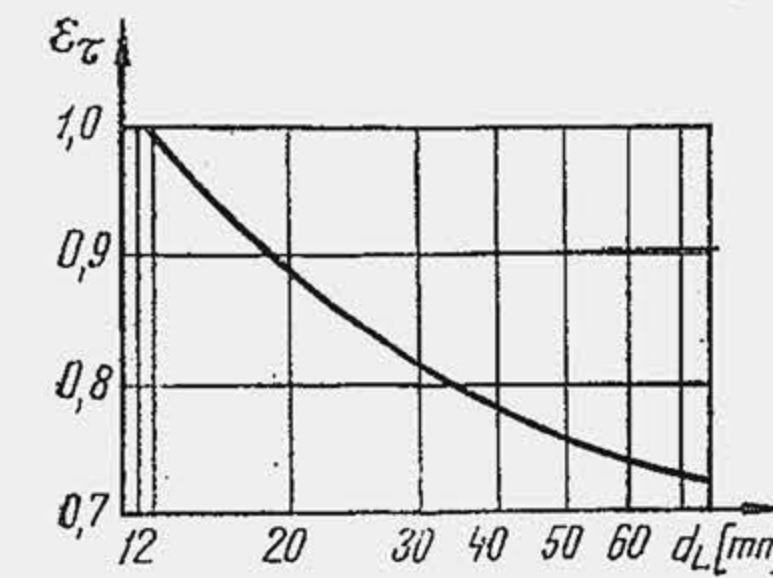
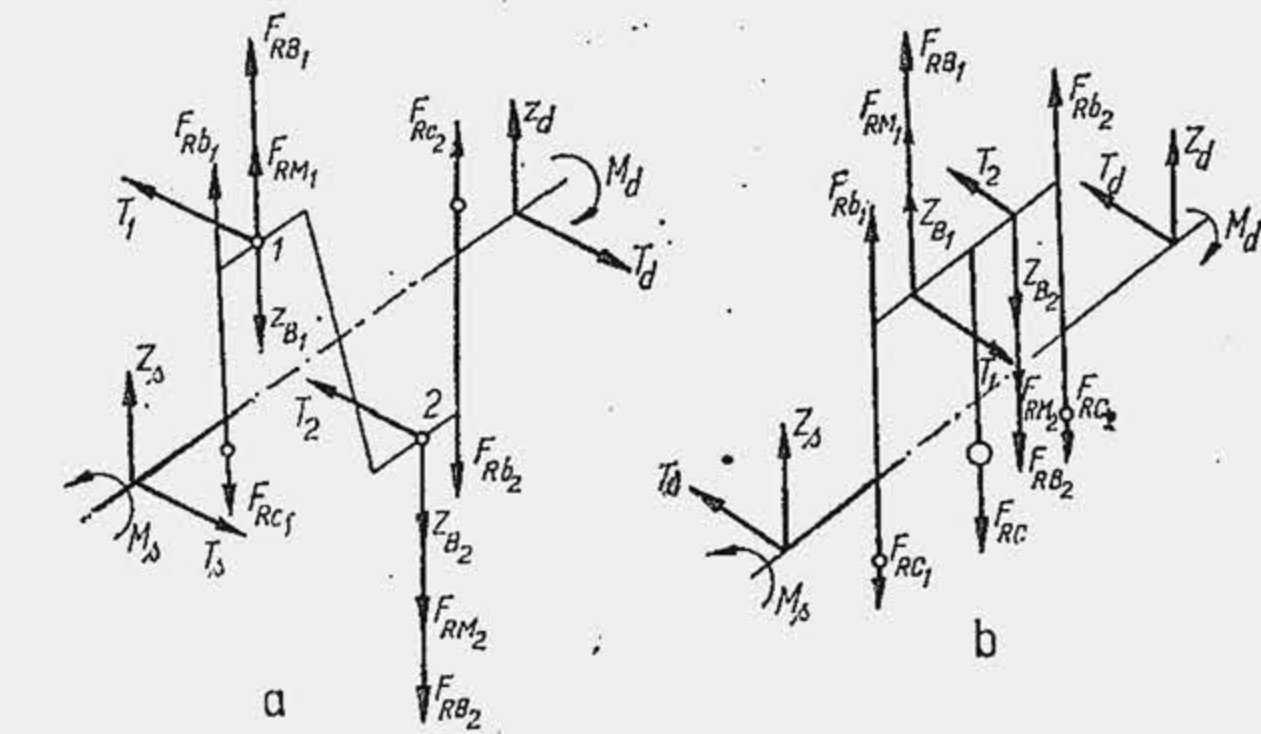
Fig. 14.33. Coeficienții de concentrare pentru calculul la oboseală a fusului palier ( $d_L$  — diametrul fusului;  $\sigma_r$  — rezistența la rupere).Fig. 14.34. Factorul dimensional pentru calculul la oboseală a fusului palier ( $d_L$  — diametrul fusului).

Fig. 14.35. Schema forțelor pentru un cot fără palier intermediar (a) și pentru cotul unui arbore de motor în V (b).

**Calculul fusului maneton.** Fusul maneton este supus la încovoiere și torziune. Se dezvoltă calculul pentru un cot care se sprijină pe două reazeme și este încărcat cu forțe concentrate cunoscute (fig. 14.31); când numărul fusurilor de reazem este mai mic decât numărul coturilor, schemele de calcul se construiesc adecvat (fig. 14.35). Reacțiunile în reazeme se determină din ecuațiile de echilibru ale forțelor și momentelor. Este convenabil să se descompună forțele care solicită cotul după două direcții: una situată în planul cotului — normala la fusul maneton — cealaltă tangențială la fusul maneton. Forța  $T_\zeta$ , după direcția tangențială la cotul  $\zeta$ , este chiar forța tangențială  $T$  — relația (1) din tabela 14.9. Forța  $Z_\zeta$ , normală la maneton (relația 2) este suma dintre componenta radială  $Z_B$  a forței  $B$ , forța centrifugă  $F_{RB}$  a masei bieiei aferentă manetonului și forța centrifugă  $F_{RM}$  a manetonului (v. cap. 10). Reacțiunile din reazemul stîng ( $T_s$  și  $Z_s$ ) sînt precizate evident de relațiile (3) și (4), în care  $F_{Rb}$  și  $F_{Rc}$  sînt forța centrifugă a brațului, respectiv a masei de echilibrare. Evident,  $T_s$  și  $Z_s$  sînt variabile cu unghiul  $\alpha$ . Încovoierea în planul cotului este determinată de momentul  $M_z$  (relația 5) iar încovoierea în planul tangențial de momentul  $M_T$  — relațiile (6) sau (6'). Momentul resultant  $\vec{M}$  este o sumă vectorială:  $\vec{M}_\sigma = \vec{M}_z + \vec{M}_T$ . Întrucît  $\vec{M}_\sigma$  reprezintă o funcție de  $\alpha$  el este un vector rotitor, de mărime variabilă; odată cu el se rotește și fusul maneton astfel încît calculul se complică. Se obține o simplificare dacă se alege un ciclu convențional de solicitare și anume un ciclu simetric determinat astfel. Se calculează  $M_\sigma^2 = M_z^2 + M_T^2$  pentru diferite unghiuri  $\alpha$  și se reține valoarea  $(M_\sigma^2)_{max}$ . Ciclu de solicitare va fi atunci:  $M_{\sigma max} = +\sqrt{(M_\sigma^2)_{max}}$ ;  $M_{\sigma min} = -\sqrt{(M_\sigma^2)_{max}}$ . În cazul fusurilor motoarelor cu orificii pentru ulei, de altfel cazul general, calculul se simplifică deoarece solicitarea la extremitatea orificiului, în planul care conține axul lui este maximă, din cauza concentrării de tensiuni. În cazul general axa orificiului este decalată față de planul cotului cu unghiul  $\varphi$



Relații pentru calculul la oboseală a fusului maneton (fig. 14.31, a) Tabela 14.9

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Forța tangențială la manetonul $\zeta$	$T_{\zeta} = T = F \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ (1)
Forța normală la manetonul $\zeta$	$Z_{\zeta} = Z_B + F_{RB} + F_{RM}$ (2) unde $Z_B = F \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ ; $F_{RB} = -m_{BM} r \omega^2$ ; $F_{RM} = -m_M r \omega^2$
Reacțiunile din reazemul stîng	$T_s = 0,5 T$ (3) $Z_s = 0,5 Z_{\zeta} + F_{Rb} - F_{Rc}$ (4)
Momentul încovoietor în planul cotului	$M_z = 0,5 l Z_s + (F_{Rb} - F_{Rc}) (0,5 l - a)$ (5)
Momentul încovoietor în planul tangențial	$M_T = 0,5 l T_s$ (6) $M_T = 0,25 l T$ (6')
Momentul încovoietor în planul orificiului de ungere	$M_{\sigma}^0 = M_T^0 + M_z^0$ (7) $M_{\sigma}^0 = M_z^0 \cos \varphi - M_T^0 \sin \varphi$ (7')
Momentul de torsiune al manetonului	$M_{\tau} = M_s + T_s \cdot r$ (8) $M_{\tau} = M_s + 0,5 r T$ (8')
Eforturile unitare maxim și minim de încovoiere	$\sigma_{max} = \frac{M_{\sigma}^0_{max}}{W_M}$ (9); $\sigma_{min} = \frac{M_{\sigma}^0_{min}}{W_M}$ (9')
Coeficientul de siguranță la încovoiere	$c_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\gamma \varepsilon_{\sigma}} \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m}$ (10)
Eforturile unitare maxim și minim de torsiune	$\tau_{max} = \frac{M_{\tau max}}{W_{pM}}$ (11); $\tau_{min} = \frac{M_{\tau min}}{W_{pM}}$ (11')
Modulul de rezistență polar pentru gaura excentrică a fusului maneton	$W_{pM} = \mu \frac{\pi}{16} d_M^3 \left[ 1 - \left( \frac{d_{Mi}}{d_M} \right)^4 \right]$ (12)

Tabela 14.9 (continuare)

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Coeficientul de siguranță la torsiune	$c_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\gamma \varepsilon_{\tau}} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}$ (13)
Coeficientul global de siguranță și valorile admisibile	$c_M = \frac{c_{\sigma} + c_{\tau}}{\sqrt{c_{\sigma}^2 + c_{\tau}^2}}$ (14) $c_M = 2,5 \dots 3,0$ (MAS); $c_M = 3,0 \dots 3,5$ (MAC)

Valori pentru dezvoltarea calculelor:  
 $\sigma_{-1} = 2\,500 \dots 3\,500$  daN/cm<sup>2</sup> oțel carbon pentru arbori cotiți;  
 $\sigma_{-1} = 5\,000 \dots 5\,500$  daN/cm<sup>2</sup> pentru oțel aliat;  $\beta_{k\sigma} = 1,9 \dots 2,0$ ;  
 $\varepsilon_{\sigma} = 0,7 \dots 0,8$ ;  $\psi_{\sigma} \approx 0,1$ . Valori suplimentare pentru  $\tau_{-1}$ ,  $\beta_{k\tau}$ ,  $\varepsilon_{\tau}$  etc. se găsesc în tabelele 14.8, 14.12 și figurile 14.34, 14.38.

Tabela 14.10

Tabelă pentru calculul momentului de încovoiere care solicită manetonul în secțiunea orificiului de ungere

$\alpha^\circ$	$Z_{\zeta}$	$Z_s$	$0,5 l Z_s$	$M_z$	$M_z^0$	$T_{\zeta}$	$M_T$	$M_T^0$	$M_{\sigma}^0$
10									
20									
.									
.									

(fig. 14.36). Componentele vectorilor moment  $\vec{M}_T^0$  și  $\vec{M}_z^0$ , după axa  $n-n$ , normală la axa orificiului  $o-o$  se însumează algebric și se obține momentul rezultant  $M_{\sigma}^0$  — relația (7) și (7'). Este convenabil să se organizeze calculul într-o tabelă (tab. 14.10) care permite extragerea valorilor  $M_{\sigma}^0_{max}$  și  $M_{\sigma}^0_{min}$ .

Momentul de torsiune al manetonului este determinat de momentul de intrare  $M_s$  și momentul dat de reacțiunea din stînga cotului  $T_s \cdot r$  — relațiile (8) și (8') din tabela 14.9. Tabela (14.11) permite organizarea calculelor: momentul  $M_s$  se citește din tabela 14.7, iar momentul  $T \cdot r$  se obține din calculul dinamic al motorului. Din ultima coloană se extrag valorile  $M_{\tau max}$  și  $M_{\tau min}$ . Eforturile unitare maxim și minim de încovoiere se calculează cu relațiile (9) și (9') din tabela 14.9, iar coeficientul de siguranță cu relația (10); eforturile unitare maxim și minim de torsiune rezultă din relațiile (11) și (11') în care modulul de rezistență polar  $W_{pM}$  (relația 12) se corectează prin coeficientul  $\mu$  (fig. 14.37), cînd gaura interioară din fusul maneton se execută excentric;  $\delta$  reprezintă raportul diametrelor găurii —  $\delta = d_{Mi}/d_M$  —

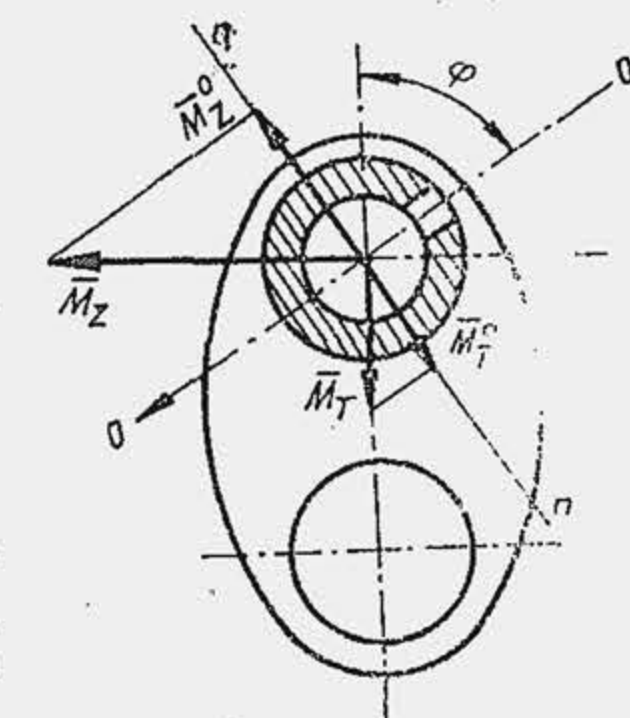


Fig. 14.36. Schemă pentru determinarea momentului din secțiunea orificiului de ungere al fusului maneton.



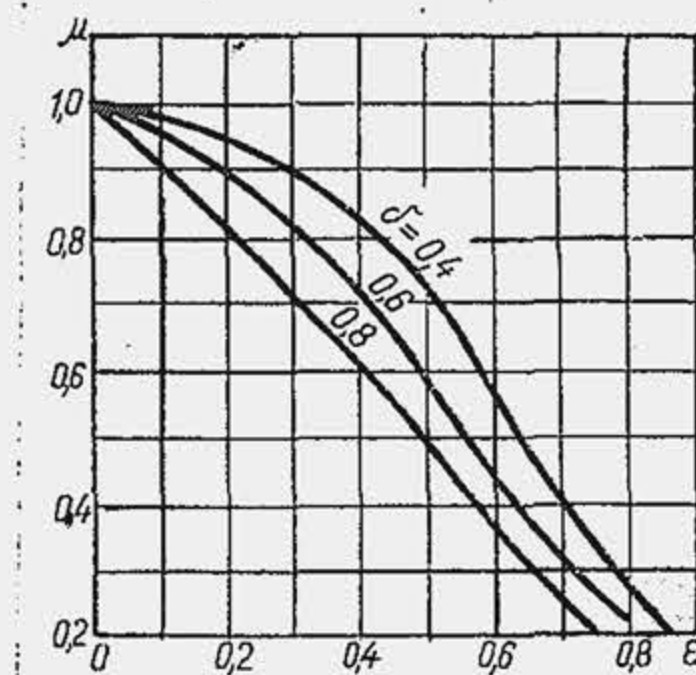


Fig. 14.37. Coeficientul de corecție pentru calculul modului de rezistență polar.

iar  $\varepsilon$  excentricitatea relativă —  $\varepsilon = 2e/(d_M - d_{Mi})$ , unde  $e$  este excentricitatea absolută. Coeficientul de siguranță la torsiune este precizat de relația (13), iar coeficientul global de siguranță de relația (14). Coeficientul de concentrare  $\beta_k$  și factorul dimensional  $\varepsilon$  pentru solicitarea la încovoiere se arată în figura

Tabelă pentru calculul momentului de torsiune care solieită manetonul

$\alpha^\circ$	$M_s$	$0,5 rT$	$M_\tau$
10			
20			
...			
...			

Tabela 14.12

Valorile coeficienților  $\psi_\sigma$  și  $\psi_\tau$

Coeficientul	Rezistența la rupere, [daN/mm <sup>2</sup> ]				
	35 ... 55	52 ... 75	70 ... 100	100 ... 120	120 ... 140
$\psi_\sigma$	0	0,05	0,1	0,2	0,25
$\psi_\tau$	0	0	0,05	0,1	0,15

(14.38, a și b), iar pentru coeficienții  $\psi_\sigma$  și  $\psi_\tau$  se dau valori suplimentare în tabela 14.12.

**Calculul brațului.** Brațul arborelui cotit este solicitat la încovoiere, întindere, compresiune și răsucire. Încovoierea se produce în două planuri: în planul cotului și în planul normal pe planul cotului. Drept secțiune de calcul se alege secțiunea tangentă la fusul palier (secțiunea ABCD—fig. 14.31, b),

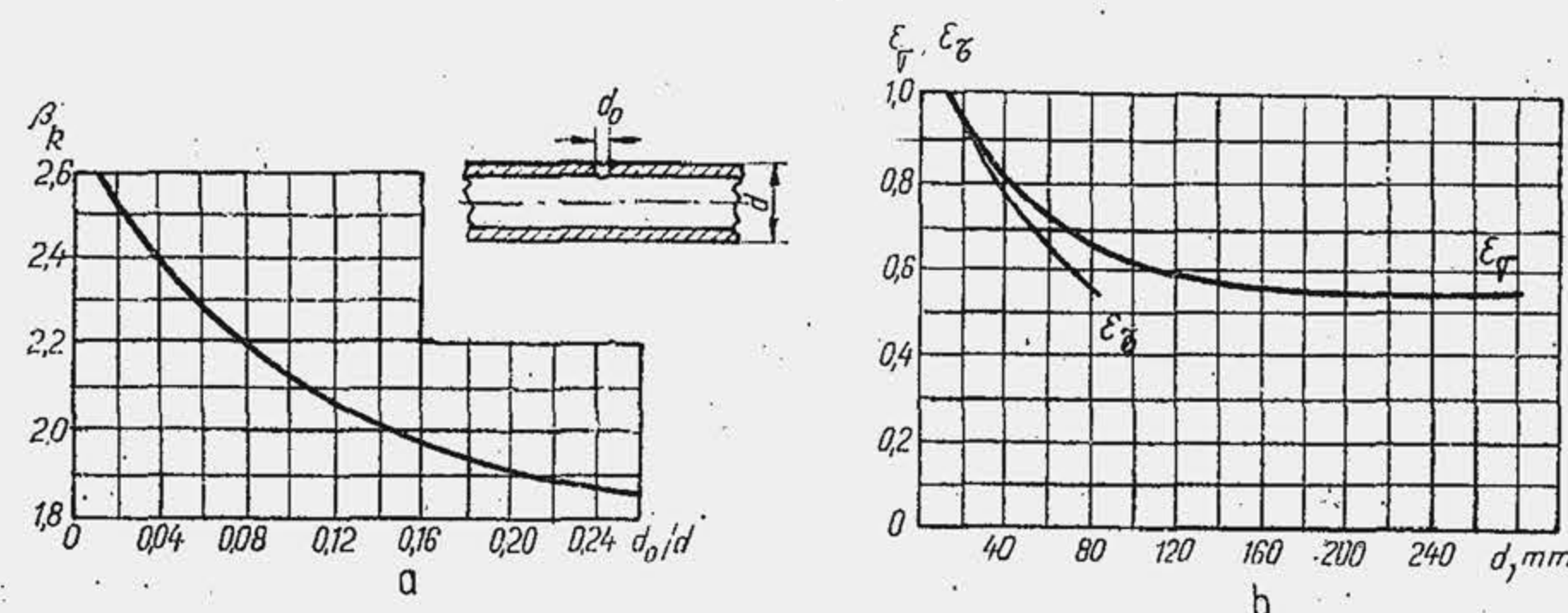


Fig. 14.38. Coeficientul de concentrare și factorul dimensional pentru fusuri prevăzute cu gaură de ungere.

deoarece în punctul  $x$  apar practic eforturile unitare cele mai mari (fig. 14.39). Momentul de încovoiere în planul cotului este precizat de relația (1) din tabela 14.13. Variația reacțiunii  $Z_s$  cu  $\alpha$  se citește în tabela 14.10. Momentul de încovoiere în planul brațului este precizat de relația (2). Deoarece eforturile unitare variază liniar pe secțiune, cele produse de momentul  $M'_{tb}$  sînt nule în punctul  $x$  situat pe axa neutră  $O-O$  (fig. 14.39, a); ca urmare solicitarea la încovoiere în planul brațului nu este interesantă. Solicitarea la încovoiere în planul cotului dă eforturi unitare maxime în punctul  $x$  (b); la acestea se adaugă eforturile unitare normale de întindere sau compresiune produse de forța  $Z_s(c)$ . Momentul de răsucire care produce tensiuni tangențiale în secțiunea ABCD este precizat de relația (3) sau (3') din tabela 14.13. Distribuția eforturilor unitare tangențiale este astfel încît valoarea maximă se realizează chiar în punctul  $x$  (d). Suma eforturilor unitare normale de încovoiere și compresiune (întindere) este precizată de relația (4), în care modulul de rezistență și aria secțiunii se precizează cu relațiile (5) și (5'). Relațiile (6) și (6') precizează eforturile unitare normale maxime și minime, iar relația (7) coeficientul de siguranță la încovoiere. Eforturile unitare tangențiale de torsiune în punctul  $x$  sînt date de relațiile (8) și (8') în care  $K$  este coeficientul lui Saint Venant, precizat în figura 14.40. Relațiile (9) și (9') dau eforturile unitare maxime și minime, relația (10) coeficientul de siguranță la torsiune, iar relația (11) coeficientul global de siguranță.

Una dintre problemele complexe ale calculului brațului la oboseală o constituie evaluarea mai realistă a coeficienților de concentrare  $\beta_{k\sigma}$  și  $\beta_{k\tau}$ . Date mai vechi indică pentru brațe valori ale celor doi coeficienți, dependente de raza de racordare (fig. 14.41, a) și de lățimea brațului (b). Cercetările ulterioare au evidențiat influența unor factori suplimentari ca efectul de suprapunere, diametrul interior al fusului, excentricitatea găurii interioare etc.

După [7], coeficientul  $\beta_k$  este egal cu coeficientul de concentrare  $(\beta_\sigma)_{ref}$  stabilit pentru un cot de referință, corectat cu un șir de coeficienți care țin seama, fiecare în parte, de influența unor factori:

$$\beta_{k\sigma} = (\beta_{k\sigma})_{ref} (\beta_\sigma)_b (\beta_\sigma)_{d_{Mi}} (\beta_\sigma)_e (\beta_\sigma)_s (\beta_\sigma)_\delta,$$

fiecare coeficient fiind definit în tabela 14.14 care indică figurile cu notațiile corespunzătoare și trimerile la diagramele respective, determinate pe cale experimentală. Coeficientul de concentrare  $(\beta_\sigma)_\delta$  care ține seama de grosimea  $\delta$  se determină astfel. Pentru raportul  $s/d_L$  dat, se citește în figura 14.42,  $g$  valoarea optimă a raportului  $\delta^*/\rho$ , din care se determină  $\delta^*$ . Dacă raportul real  $\delta/\rho > \delta^*/\rho$ , coeficientul  $(\beta_\sigma)_\delta$  se determină din (h); dacă  $\delta/\rho < \delta^*/\rho$ ,  $(\beta_\sigma)_\delta$  se determină

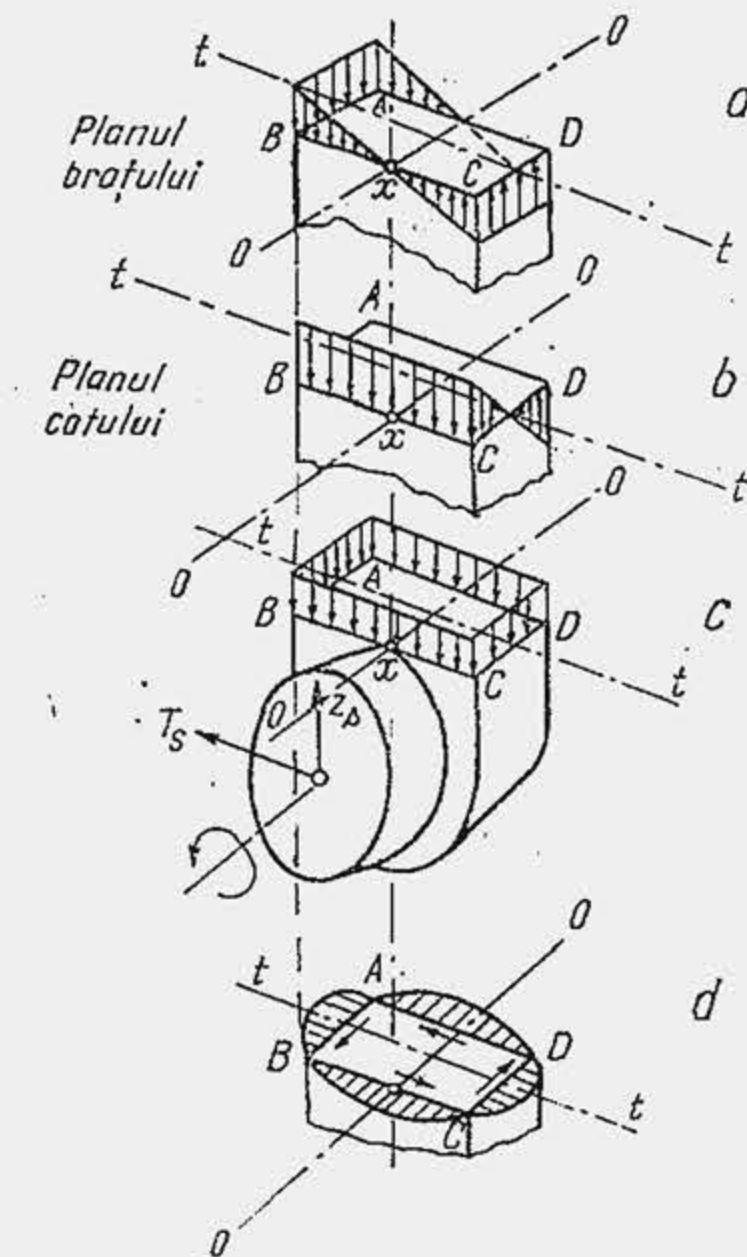


Fig. 14.39. Variația eforturilor unitare într-o secțiune a brațului arborelui cotit.

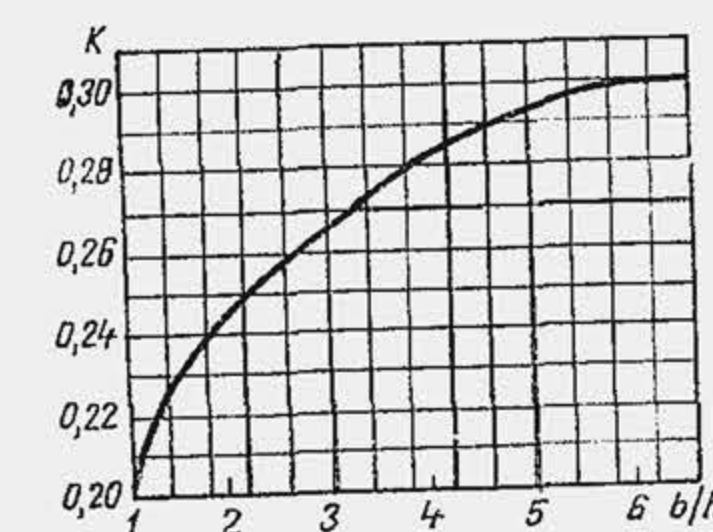


Fig. 14.40. Coeficientul lui Saint Venant pentru brațele arborelui cotit.



Tabela 14.13

Relații pentru calculul brațului arborelui cotit (fig. 14.31, a)

Mărimea caracteristică	Relația de calcul	
Momentul încovoietor în planul cotului	$M_{ib} = Z_s \cdot a$	(1)
Momentul încovoietor în planul brațului	$M'_{ib} = M_s + T_s \frac{d_L}{2}$	(2)
Momentul de torsiune	$M_{\tau b} = T_s \cdot a$ (3); $M_{\tau b} = 0,5 a T$	(3')
Efortul unitar normal de încovoiere și compresiune (întindere)	$\sigma = \frac{M_{ib}}{W_b} + \frac{Z_s}{A_b}$	(4)
	$W_b = b h^2 / 6$ (5); $A_b = b h$	(5')
Eforturile unitare normale de încovoiere și compresiune maxim și minim	$\sigma_{max} = Z_{smax} \left( \frac{6a}{bh^2} + \frac{1}{bh} \right)$	(6)
	$\sigma_{min} = Z_{smin} \left( \frac{6a}{bh^2} + \frac{1}{bh} \right)$	(6')
Coeficientul de siguranță la încovoiere	$c_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \gamma} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}$	(7)
Eforturile unitare tangențiale de torsiune în punctul x	$\tau = \frac{M_{\tau b}}{W_d}$	(8)
	$W_d = K b h^2$	(8')
Eforturile unitare tangențiale de torsiune maxim și minim	$\tau_{max} = \frac{0,5 a T_{max}}{W_d}$ (9); $\tau_{min} = \frac{0,5 a T_{min}}{W_d}$ (9')	(9)
Coeficientul de siguranță la torsiune	$c_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \gamma} \tau_v + \psi_\tau \tau_m}$	(10)
Coeficientul global de siguranță	$c_b = \frac{c_\sigma c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}}$	(11)
	$c_b = 2,0 \dots 3,0$ (MAS); $c_b = 3,0 \dots 3,5$ (MAC)	

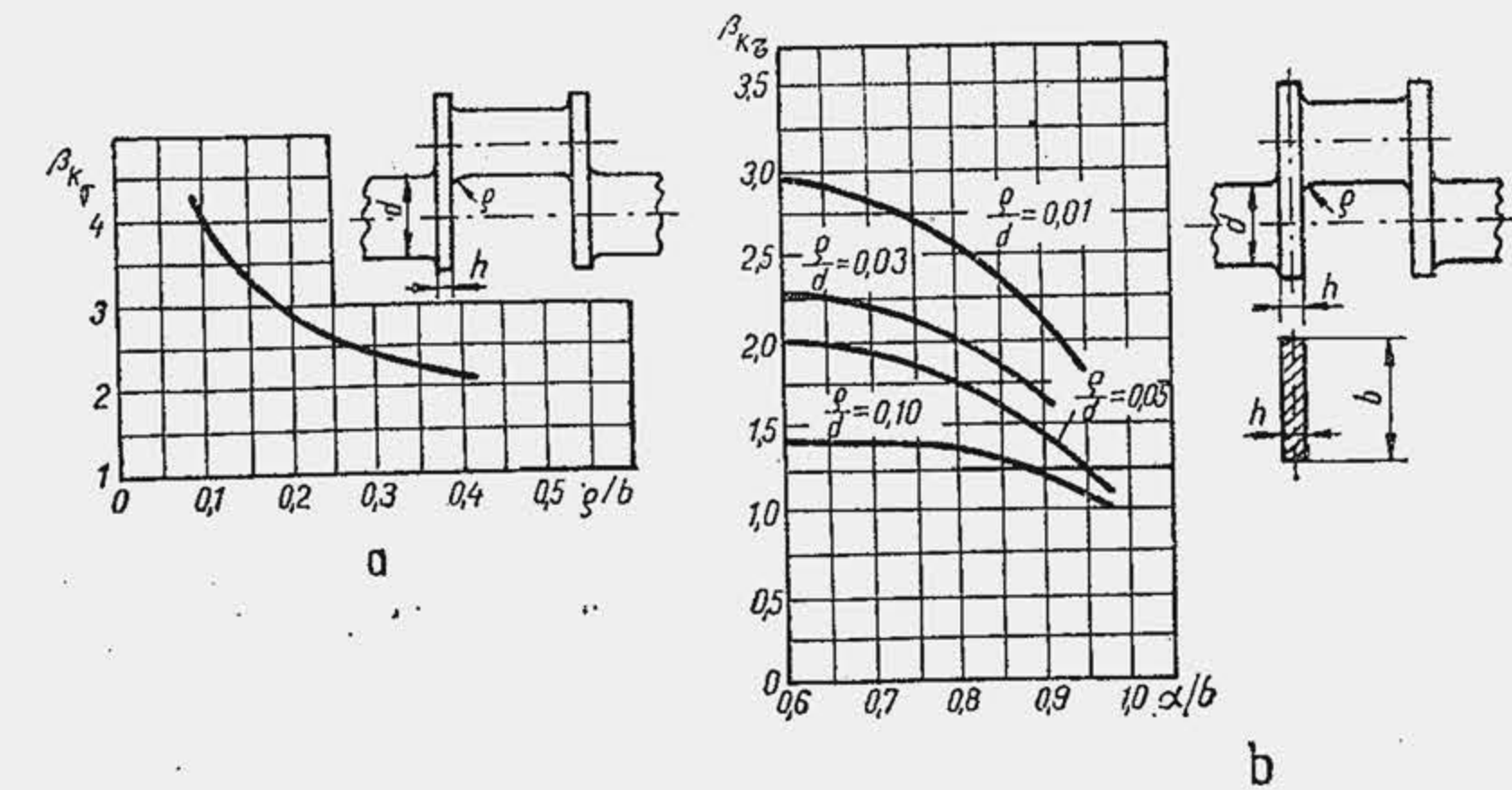


Fig. 14.41. Coeficienți efectivi de concentrare la încovoiere și torsiune pentru brațe (determinări globale).

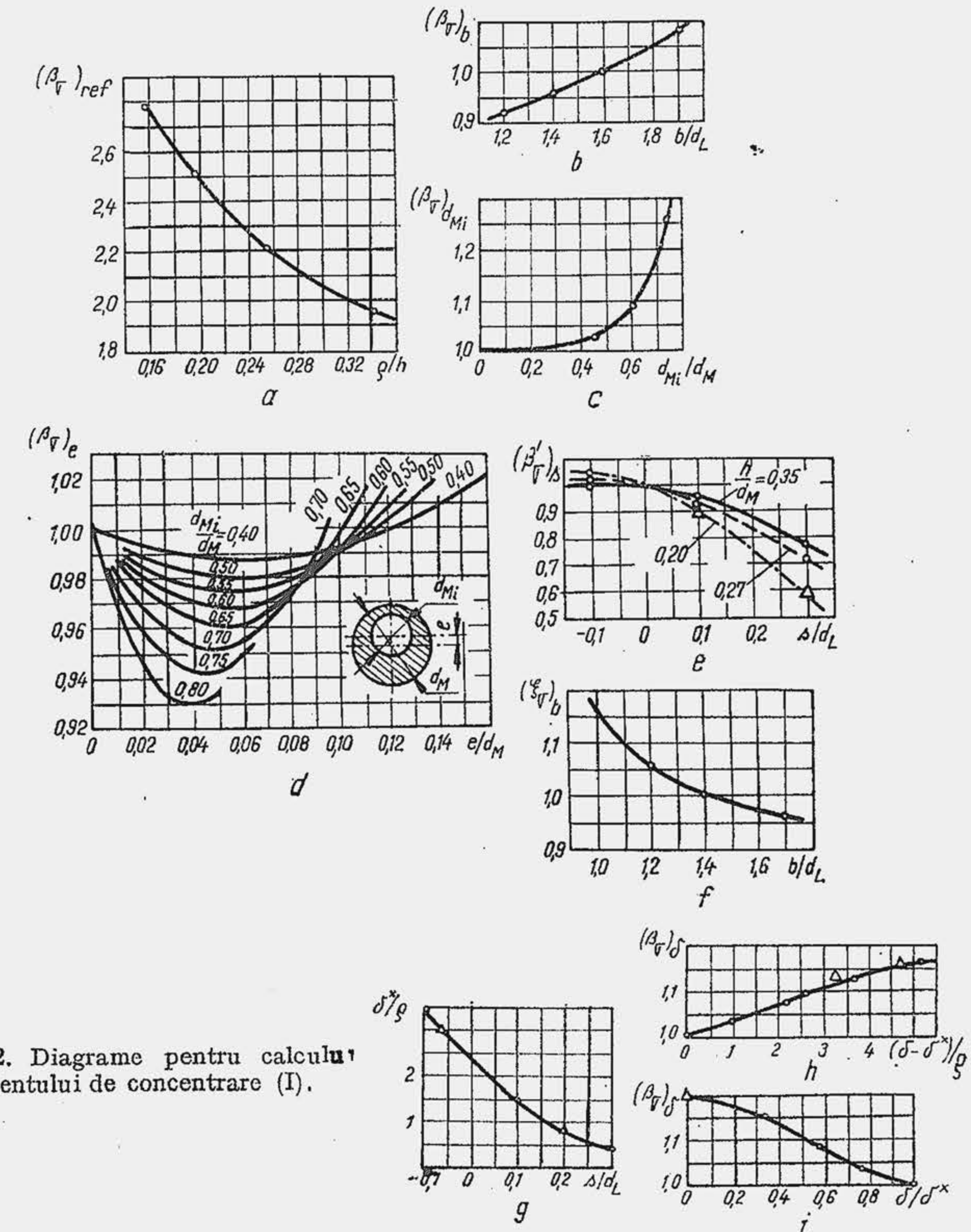


Fig. 14.42. Diagrame pentru calculul coeficientului de concentrare (I).



Tabela 14.14

## Coeficienții de concentrare a eforturilor unitare în brațele arborelui

Notăția	Definirea coeficientului	Diagrama experimentală
$(\beta_{k\sigma})_{ref}$	Coeficientul de concentrare a eforturilor unitare la încovoiere pentru cotel de referință cu $b/d_L = 1,6$ și $d_{Mi}/d_M = 0$	Fig. 14.42, a
$(\beta_{\sigma})_b$	Coeficientul de corecție care ține seama de lățimea brațului	Fig. 14.42, b
$(\beta_{\sigma})_{d_{Mi}}$	Coeficientul de corecție care ține seama de diametrul interior al găurii din fusul maneton	Fig. 14.42, c
$(\beta_{\sigma})_e$	Coeficientul de corecție care ține seama de excentricitatea găurii din fusul maneton	Fig. 14.42, d
$(\beta_{\sigma})_s$	Coeficientul de corecție care ține seama de suprapunerea s a fusurilor maneton $(\beta_{\sigma})_s = 1 - (\xi_{\sigma})_b [1 - (\beta'_{\sigma})_s]$	—
$(\beta'_{\sigma})_s$	Coeficientul de corecție pentru cotel de referință cu $b/d_L = 1,6$	Fig. 14.42, e
$(\xi_{\sigma})_b$	Coeficientul de corecție care ține seama de variația raportului $b/d_L$	Fig. 14.42, f
$(\beta_{\sigma})_{\delta}$	Coeficientul de corecție care ține seama de grosimea $\delta$	Fig. 14.42, g, h, i
$(\beta_{k\tau})_{ref}$	Coeficientul de concentrare a eforturilor unitare la torsiune în punctul de racordare, pentru arbore axial simetric cu $D/d = 2$	Fig. 14.43, a
$(\beta_{\tau})_b$	Coeficientul de corecție care ține seama de lățimea brațului	Fig. 14.43, b
$(\beta_{\tau})_h$	Coeficientul de corecție care ține seama de grosimea brațului	Fig. 14.43, c
$(\beta_{\tau})_s$	Coeficientul de corecție care ține seama de suprapunerea fusurilor	Fig. 14.43, d
$(\beta_{\tau})_e$	Coeficientul de corecție care ține seama de excentricitatea e a găurii din fusul maneton	Fig. 14.43, e

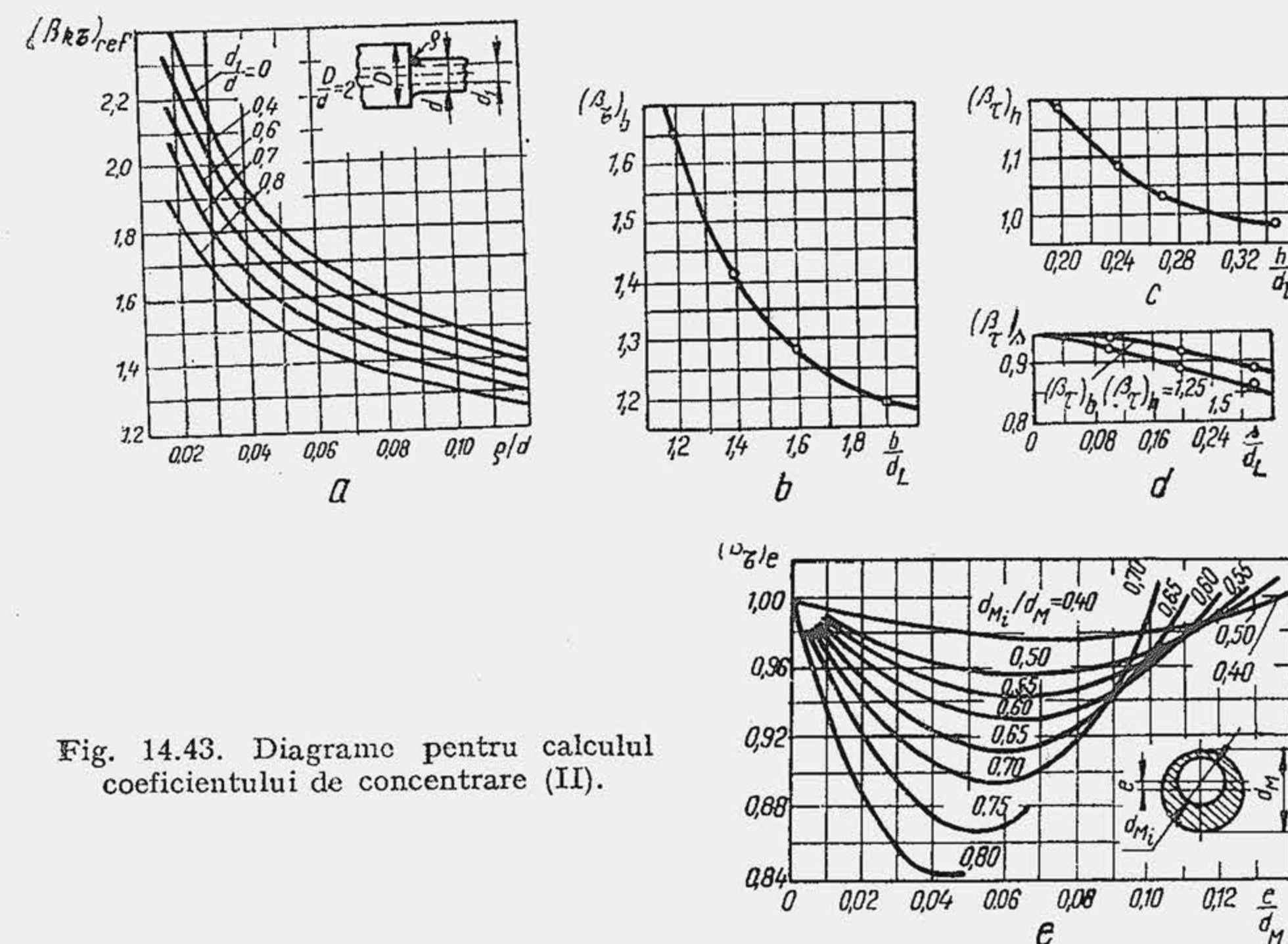


Fig. 14.43. Diagrame pentru calculul coeficientului de concentrare (II).

din (i). Dacă găurile interioare ale fusurilor au formă de butoi în locul diametrului  $d_{Mi}$  se introduce diametrul  $d'_{Mi}$  (fig. 3, tab. 14.14). Coeficientul de concentrare  $\beta_{k\tau}$  se exprimă la fel ca  $\beta_{k\sigma}$ , sub forma unui produs de coeficienți

$$\beta_{k\tau} = (\beta_{k\tau})_{ref} (\beta_{\tau})_b (\beta_{\tau})_h (\beta_{\tau})_s (\beta_{\tau})_e,$$

definiți în continuare în tabela 14.14.

## 14.4.3. VERIFICAREA LA VIBRAȚII TORSIONALE

Arborele cotit reprezintă un corp elastic. Întrucât forțele și momentele care acționează asupra lui sînt variabile periodice, arborele cotit intră în vibrație. Vibrațiile arborelui cotit pot fi de încovoiere și de torsiune. Primele se produc în planul arborelui dar sînt practic neinteresante la motoarele de autovehicule din cauza distanței reduse dintre două reazeme; ultimele se produc în jurul axei de rotații și produc ruperi caracteristice. Calculul de verificare a arborelui cotit la vibrații torsionale se dezvoltă în următoarele etape: 1) se determină arborele echivalent; 2) se determină frecvența proprie a vibrațiilor libere; 3) se efectuează analiza armonică a excitației; 4) se determină amplitudinea momentului de torsiune la rezonanță și se compară efortul unitar de torsiune cu efortul unitar admisibil  $\tau_a$ . Dacă se depășește  $\tau_a$  se reduce amplitudinea momentului, în general, prin intermediul amortizorului de vibrații, care se calculează pentru frecvența de rezonanță.

**Arborele echivalent.** Arborele cotit este un sistem complicat. El se înlocuiește cu un sistem oscilant echivalent numit arbore echivalent. Se admite că arborele echivalent este identic cu arborele cotit dacă 1) rigiditatea celor



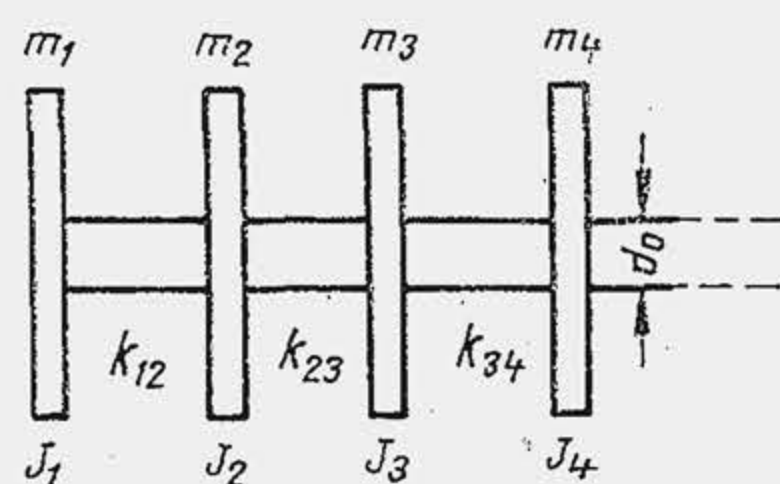


Fig. 14.44. Forma arborelui echivalent.

doi arbori și 2) momentele de inerție mecanice ale maselor lor în mișcarea de rotație sînt egale. Aceste două condiții sînt determinate de natura fenomenului de oscilație care constă în transformarea periodică a energiei de deformare în energie cinetică și invers. Ca urmare, prima condiție asigură egalitatea energiilor de deformare, iar a doua egalitatea energiilor cinetice ale celor două sisteme. Arborele echivalent este imaginat în forma cea mai simplă (fig. 14.44): un arbore drept, fără masă, de

diametru constant  $d_0$  (eventual gol la interior), încărcat cu un număr de discuri (volanți) de masă  $m$  și moment de inerție mecanic  $J$ . Se numerează masele și momentele lor de inerție cu indicii 1, 2, 3...  $\zeta$  iar constantele elastice ale porțiunilor intermediare cu grupe de indici: 1, 2; 2, 3;...  $\zeta, \zeta + 1$ . Întrucît simplificarea adoptată afectează precizia calculelor se impune verificarea experimentală a rezultatelor cu ajutorul torsiogramelor care precizează amplitudinea, frecvența și forma vibrației. Pentru determinarea arborelui echivalent se precizează diametrele porțiunilor dintre discuri, lungimea acestor porțiuni și momentele de inerție ale maselor discurilor. Din studiul răsucirii barelor se știe că deformarea unghiulară de răsucire  $\varphi$  este proporțională cu momentul de torsiune  $M_t$  — relația (1) din tabela 14.15 — și lungimea  $l$  a arborelui, și invers proporțională cu modulul de elasticitate transversală  $G$  și momentul polar de inerție  $I_p$ . Constanta elastică de răsucire  $k$  a arborelui se definește prin relația (2) și reprezintă momentul necesar pentru a produce o deformare unghiulară egală cu unitatea. Dacă se notează cu  $I_{p0}$ , momentul de inerție polar al secțiunii arborelui echivalent și cu  $l_0$  lungimea lui, atunci constanta elastică a arborelui echivalent  $k_0$  este definită de relația (3), iar relațiile (4) sau (5) stabilesc condiția de identitate a rigidității arborelui echivalent și arborelui real de constantă elastică  $k$ , din care rezultă lungimea  $l_0$  a arborelui echivalent — relația (6). Lungimea  $l_0$  se numește *lungimea redusă* și reprezintă lungimea unui arbore de diametru  $d_0$  care sub efectul unui cuplu se răsucește la fel cu arborele dat. Momentul de inerție polar al arborelui echivalent este definit prin relația cunoscută (7) în care  $d_{0i}$  este diametrul interior al arborelui echivalent. Pentru simplitate, diametrele interior și exterior ale arborelui echivalent se aleg identice cu ale fusurilor paliere astfel încît  $I_{p0}$  este definit de obicei prin relația (7'). Dacă asupra arborelui acționează un moment constant  $M_t$ , porțiunile intermediare se deformează diferit ( $\varphi_1, \varphi_2, \dots$ ) iar deformarea totală  $\varphi$  este suma deformărilor intermediare — relația (8); substituind deformările prin relația (2) se obține relația (8') pe baza căreia se poate defini elasticitatea totală a arborelui — relația (9) (elasticitatea este inversul constantei elastice). În consecință, elasticitatea unui cot ( $1/k_{cot}$ ) — relația (10) — este suma dintre elasticitățile a două jumătăți de fus palier ( $2 \cdot 1/2k_L$ ), elasticitatea manetonului ( $1/k_M$ ) și elasticitatea brațului luată de două ori ( $2/k_b$ ). Pe baza relației (3) se determină lungimea redusă a cotului ca sumă a lungimilor reduse ale fiecărui element — relația (11), iar constanta elastică a cotului se determină prin relația (12), cu condiția  $I_{p0} = I_{pL}$ .

Pentru elementele geometrice regulate lungimile reduse se determină cu ușurință; pentru elementele geometrice neregulate, lungimea redusă sau constanta elastică se determină pe cale experimentală, încărcînd arborele real cu momente diferite și măsurînd unghiul de răsucire. În tabela 14.16 se prezintă lungimile reduse pentru diferite porțiuni caracteristice ale

Tabela 14.15

Relații de definiție a constantei elastice și lungimii reduse

Mărimea caracteristică	Relația de definire
Deformația unghiulară de răsucire	$\varphi = \frac{M_t l}{GI_p}$ (1)
Rigiditatea sau constanta elastică de răsucire	$k = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{GI_p}{l}$ (2)
Constanta elastică a arborelui echivalent	$k_0 = \frac{GI_{p0}}{l_0}$ (3)
Condiția de rigiditate a arborelui echivalent	$k_0 = k$ (4) $GI_p/l = GI_{p0}/l_0$ (5)
Lungimea redusă a arborelui echivalent	$l_0 = l \frac{I_{p0}}{I_p}$ (6)
Momentul de inerție polar al arborelui echivalent	$I_{p0} = \frac{\pi}{32} (d_0^4 - d_{0i}^4)$ (7) $I_{p0} = I_{pL} = \frac{\pi}{32} (d_L^4 - d_{Li}^4)$ (7')
Deformația totală a elementelor arborelui sub acțiunea unui moment $M_t = \text{ct}$	$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \dots + \varphi_z$ (8) $\frac{M_t}{k} = \frac{M_t}{k_1} + \frac{M_t}{k_2} + \frac{M_t}{k_3} + \dots + \frac{M_t}{k_z}$ (8')
Elasticitatea totală a arborelui (inversul rigidității sau constantei elastice)	$\frac{1}{k} = \sum_{i=1}^z \frac{1}{k_i}$ (9)
Elasticitatea totală a cotului	$\frac{1}{k_{cot}} = \frac{1}{k_L} + \frac{1}{k_M} + \frac{2}{k_b}$ (10)
Lungimea redusă a cotului	$l_{0cot} = \frac{GI_{p0}}{k_{cot}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{GI_{p0}}{k_i} = \sum_{i=1}^{i=n} l_{0i}$ (11)
Constanta elastică a cotului pentru $I_{p0} = I_{pL}$	$k_{cot} = \frac{\pi G}{32} \cdot \frac{d_L^4 - d_{Li}^4}{l_{0cot}}$ (12)



Relații pentru determinarea lungimii reduse a elementelor arborelui cotit

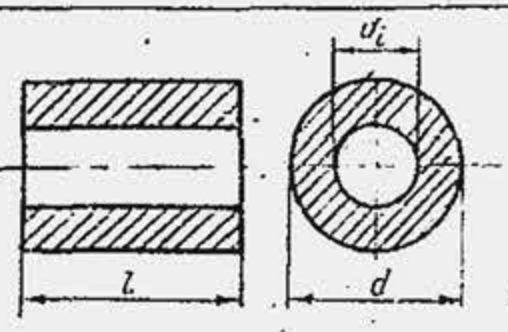
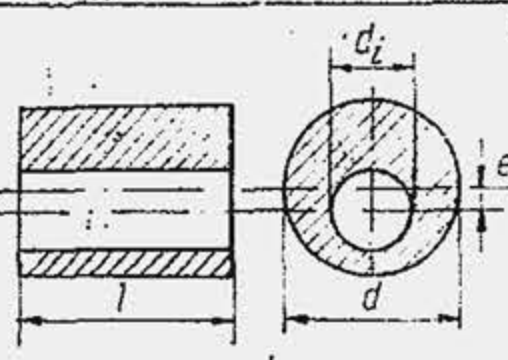
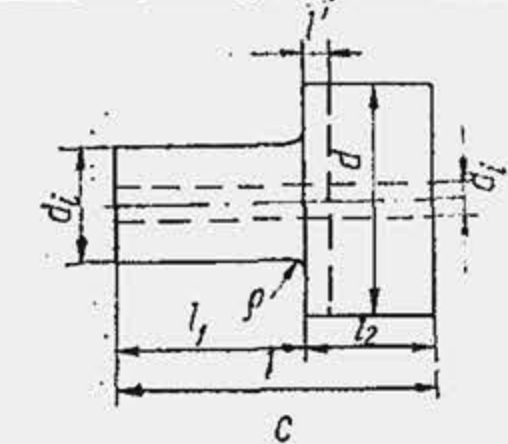
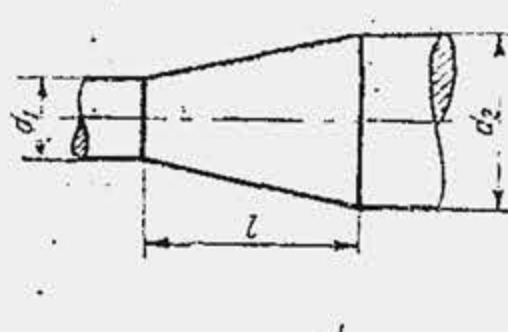
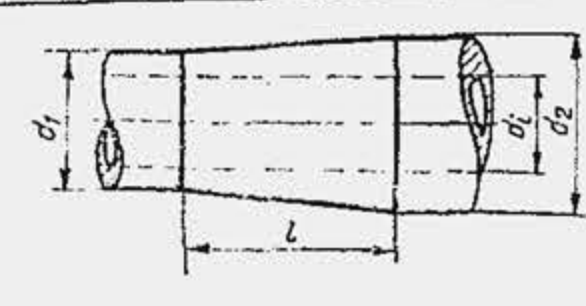
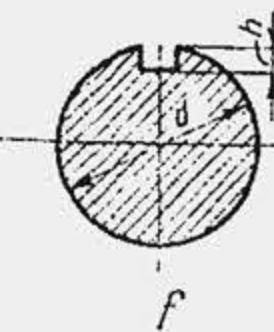
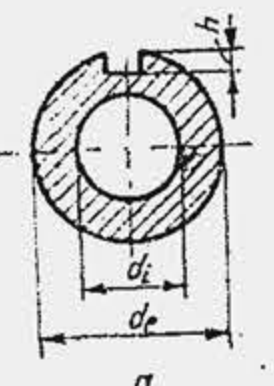
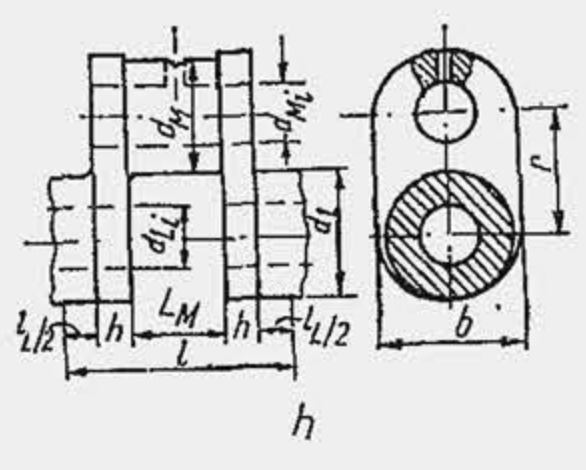
Forma elementelor elastice	Formula lungimii reduse	Observații
 a	$l_0 = l \frac{d_0^4 - d_{0i}^4}{d^4 - d_i^4}$	—
 b	$l_0 = l \frac{d_0^4 - d_{0i}^4}{\lambda(d^4 - d_i^4)}$	$\lambda$ se determină din figura 14.45, a
 c	$l_{01} = (l_1 + l') \frac{d_0^4 - d_{0i}^4}{d_1^4 - d_i^4}$ $l_{02} = (l_2 - l') \frac{d_0^4 - d_{0i}^4}{d_2^4 - d_i^4}$	$l'$ se determină din figura 14.45, b; pentru: $\rho = 0, \frac{l}{d_1} < 2$ , curba 1; $\rho = 0, \frac{l}{d_1} > 2$ , curba 2; $\rho \leq 0,1 \frac{d_1}{d_2}$ , curba 3.
 d	$l_0 = \frac{l}{3} \frac{d_0^4}{d_1^4} m(m^2 + m + 1)$	$m = \frac{d_1}{d_2}$

Tabela 14.16 (continuare)

Forma elementelor elastice	Formula lungimii reduse	Observații
 e	$l_0 = l \frac{d_0^4 - d_{0i}^4}{d_m^4 - d_i^4}$	$d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$ , pentru $m = \frac{d_1}{d_2} \geq 0,8$ .
 f	$l_0 = l \frac{d_0^4 - d_{0i}^4}{(d - ah)^4}$	$a = 0,5$ , pentru un singur canal de pană; $a = 1,0$ , pentru două canale de pană
 g	$l_0 = l \frac{d_0^4 - d_{0i}^4}{(d_e - ah)^4 - d_i^4}$	a, cu semnificația din rîndul precedent
 h	$l_0 = (l_L + 0,9h) + (l_M + 0,9h) \frac{D_L}{D_M} + 0,9r \frac{D_L}{hb^3}$	Formula lui Timoshenko $D_L = d_L^4 - d_{Li}^4$ $D_M = d_M^4 - d_{Mi}^4$
	$l_0 = (l_L + 0,8h) + 0,75 l_M \frac{D_L}{D_M} + 1,5r \frac{D_L}{hb^3}$	Formula lui Carter pentru arborii cotiți ai motoarelor forțate
	$l_0 = \left( l_L + 0,6 \frac{h}{l_L} d_L \right) + \left( 0,8 l_M + 0,2 \frac{b}{r} d_L \right) \frac{D_L}{D_M} + r \sqrt{\frac{r}{d_M}} \frac{D_L}{hb^3}$	Formula lui Zimanenco, pentru arborii cotiți cu fusuri suprapuse



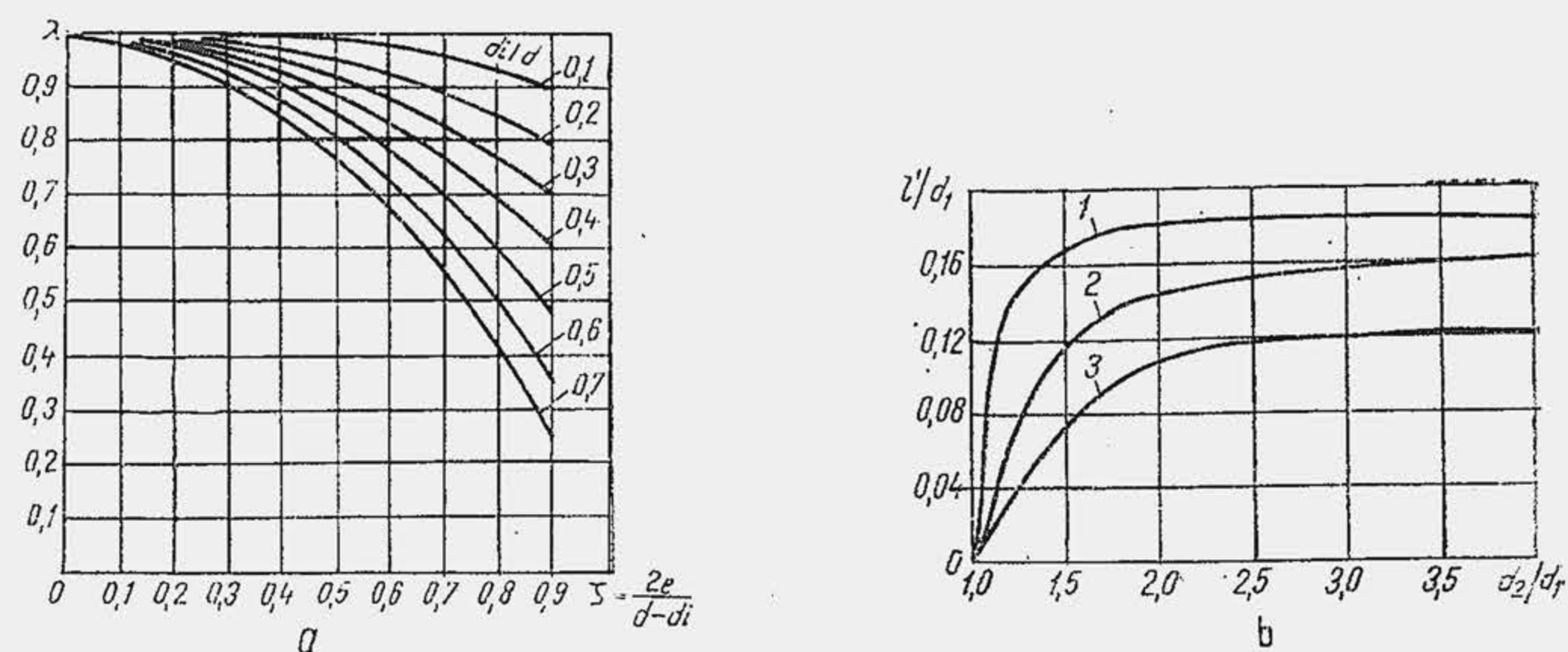


Fig. 14.45. Diagrame pentru determinarea lungimii reduse a elementelor arborelui cotit.

arborelui cotit. Porțiunea cea mai complicată este cotul arborelui din care cauză și formulele pentru determinarea lungimii reduse sînt mai numeroase și poartă în general numele cercetătorilor care le-au stabilit.

**Exemplul numeric 14.1.** Să se determine lungimea redusă a cotului arborelui cotit al motorului diesel MAN-D 2156 care echiipează autocamionul ROMAN. Se cunosc dimensiunile cotului (notațiile corespunzătoare fig. 14.16):  $l = 143$  mm;  $d_L = 96$  mm;  $d_{Li} = 0$ ;  $d_M = 83$  mm;  $d_{Mi} = 40$  mm;  $l_L = 46$  mm;  $l_M = 42$  mm;  $h = 27,5$  mm;  $b = 135$  mm;  $r = 75$  mm.

**R.** Se calculează  $D_L = 96^4 = 84,93 \cdot 10^6$  mm<sup>4</sup>;  $D_M = 83^4 = 44,89 \cdot 10^6$  mm<sup>4</sup>: 1) Se aplică formula Timoshenko:  $l_0 = (46 + 0,9 \cdot 27,5) + (42 + 0,9 \cdot 27,5) \cdot 84,93 \cdot 10^6 / 44,89 \cdot 10^6 + 0,9 \cdot 75 \cdot 84,93 \cdot 10^6 / 67,66 \cdot 10^6 = 281,7$  mm; 2) se aplică formula Carter:  $l_0 = (46 + 0,8 \cdot 27,5) + 0,75 \cdot 42 \cdot 84,93 \cdot 10^6 / 44,89 \cdot 10^6 + 1,5 \cdot 75 \cdot 84,93 \cdot 10^6 / 27,5 \cdot 135^3 = 268,8$  mm; 3) se aplică formula Zimanenco:  $l_0 = (46 + (0,6 \cdot 27,5 / 46) \cdot 96) + (0,8 \cdot 42 + 0,2(135 / 75) \cdot 96) \cdot 1,892 + 75 \sqrt{75 / 83} \cdot 1,255 = 299$  mm. Față de formula lui Timoshenko se obține o diferență de  $\pm 6\%$ ; se observă că  $l_0$  este de aproximativ două ori lungimea  $l$  a cotului. Constanta elastică a cotului este (rel. 12, tab. 14.15):  $k_{cot} = (\pi / 32) \cdot 8 \cdot 100 \cdot 84,93 \cdot 10^6 / 268,8 = 2,51 \cdot 10^5$  daN/grd.

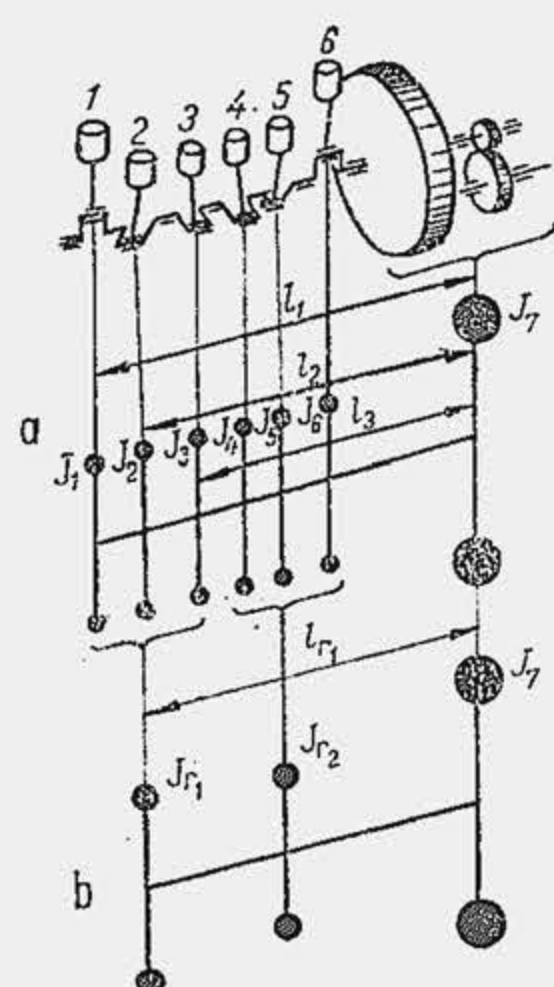


Fig. 14.46. Arborele echivalent al unui motor cu șase cilindri.

Discurile care încarcă arborele echivalent se stabilesc astfel încît corespund în general maselor în mișcare, aferente fiecărui cot al arborelui (fig. 14.46,a); ultimul disc este echivalent volantului și transmisiei. Sistemul oscilant alcătuit dintr-un număr de discuri mai mare decît trei implică dezvoltarea unor calcule atît de laborioase, încît adesea se alcătuieste un sistem redus la trei discuri (b), fiecare dintre ele fiind așezat în centrul sistemului pe care-l înlocuiește. Sistemul redus se construiește pe baza condițiilor: 1)  $J_{r1} = J_1 + J_2 + J_3$ ; 2)  $l_{r1} = (J_1 l_1 + J_2 l_2 + J_3 l_3) / J_{r1}$ ;  $l_1, l_2, l_3$  sînt lungimile reduse față de ultimul disc.

Momentul total de inerție mecanic  $J$  al unui cot este egal cu suma dintre momentul de inerție al cotului  $J_{cot}$  și momentul de inerție al maselor în mișcare, redus la axa arborelui cotit  $J_{m0}$  — relația (1) din tabela 14.17. Momentul de inerție mecanic al cotului este dat de relația (2) în care momentele de

Momentele de inerție mecanice ale elementelor arborelui cotit

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Momentul total de inerție mecanic al unui cot	$J = J_{cot} + J_{m0}$ (1)
Momentul de inerție mecanic al cotului	$J_{cot} = J_L + J_{M0} + 2J_{b0}$ (2)
Momentul de inerție mecanic al fusului palier găurit	$J_L = \frac{\pi}{32} (d_L^4 - d_{Li}^4) l_L \rho^*$ (3)
Momentul de inerție mecanic al fusului maneton, redus la axa arborelui cotit	$J_{M0} = J_M + m_M r^2 = \frac{\pi}{32} (d_M^2 - d_{Mi}^2) l_M \rho + \frac{\pi}{4} (d_M^2 - d_{Mi}^2) l_M \rho r^2$ $J_{M0} = \frac{\pi}{32} (d_M^2 - d_{Mi}^2) l_M \rho [(d_M^2 + d_{Mi}^2) + 8 r^2]$ (4)
Momentul de inerție mecanic al brațului redus la axa arborelui cotit	$J_{b0} = \sum_{i=1}^n (J_{bi} + m_{bi} r_{bi}^2)$ (5)
Momentul de inerție mecanic al maselor în mișcare redus la axa arborelui cotit	$J_{m0} = (m_{BM} + 0,5 m_A) r^2$ (6)

\*  $\rho$  — densitatea materialului.

inerție mecanice respective sînt definite de relațiile (3), (4) și (5); toate notațiile sînt cunoscute cu excepția celor din relația (5) în care  $J_{bi}$  reprezintă momentul de inerție mecanic al părților geometrice regulate în care se divizează brațul, în raport cu centrul lor de greutate, iar  $m_{bi}$  și  $r_{bi}$  reprezintă masa părților și distanța de la centrul lor de masă la axa arborelui cotit. Dacă brațul are o formă complicată, momentul de inerție din relația (5) se determină prin divizarea brațului într-un număr suficient de mare de porțiuni, după cum se arată în figura 14.47, în care se precizează toate notațiile.

Masele în mișcare aferente cotului sînt masa bielei care efectuează o mișcare de rotație  $m_{BM}$  și o parte din masa  $m_A$  a pieselor cu mișcare de translație și anume  $a \cdot m_A$ . Frațiunea  $a$

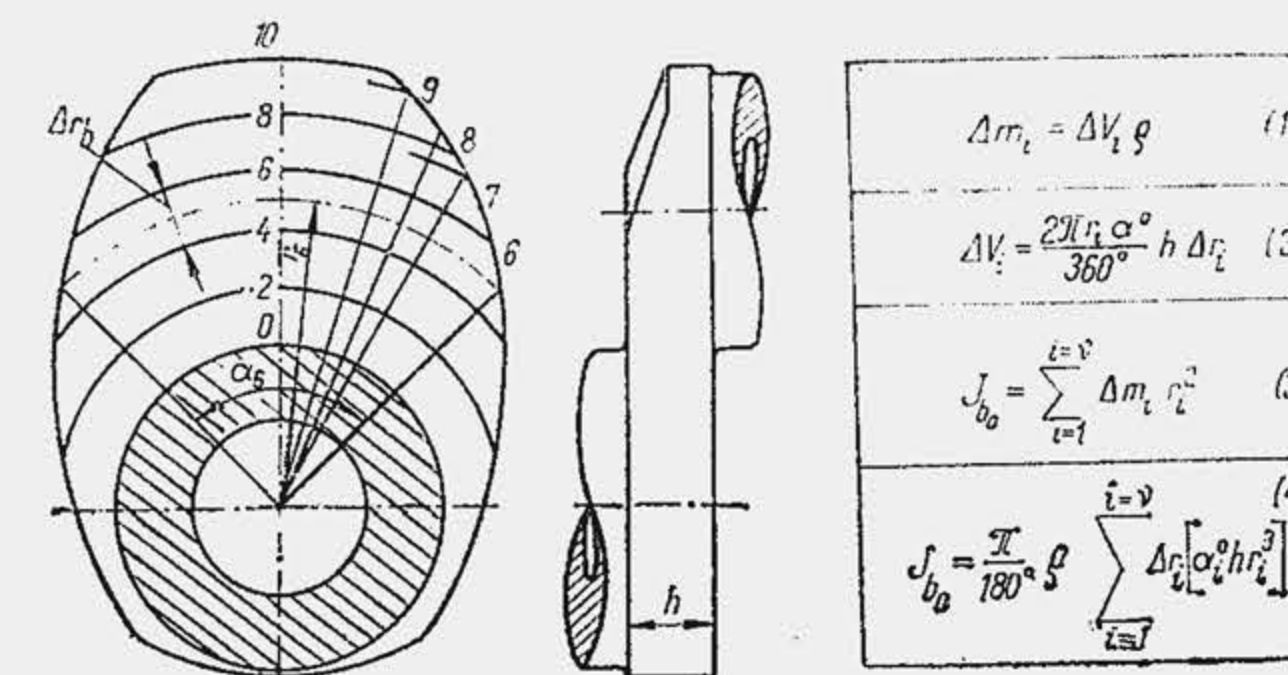


Fig. 14.47. Schemă pentru calculul momentului de inerție mecanic al brațului.



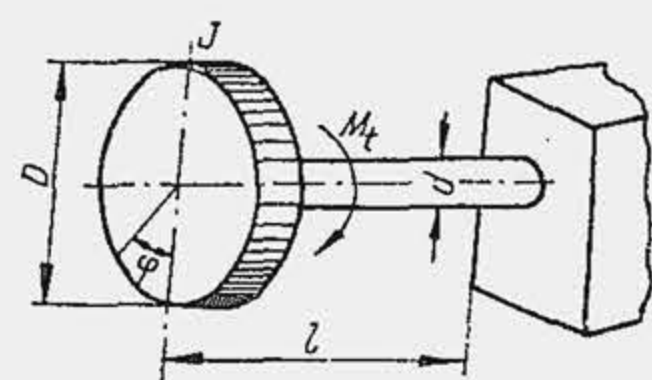


Fig. 14.48. Schema unui sistem oscilant elementar liber.

neglijabil), se determină valoarea medie a masei  $m_e$ , corespunzătoare unei rotații a arborelui cotit. Prin definiție

$$\bar{m}_e = \frac{m_A}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left( \sin \alpha + \frac{\Lambda}{2} \sin 2\alpha \right)^2 d\alpha = 0,5 m_A \left( 1 + \frac{\Lambda^2}{4} \right) \approx 0,5 m_A, \quad (14.4)$$

unde s-a neglijat  $\Lambda^2/4$  față de unitate. Ca urmare, fracțiunea  $a$  este 0,5, iar momentul de inerție al maselor în mișcare ( $m_{BM}$  și  $m_A$ ), redus la axa arborelui cotit este dat de relația (6) din tabela 14.17.

**Exemplul numeric 14.2.** Să se determine momentul total de inerție mecanic al cotului arborelui cotit din Ex. numeric 14.1. Se dă  $m_{BM} = 2,8 \text{ kg}$ ;  $m_A = 4,6 \text{ kg}$ ;  $J_{b0} = 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$ .

**R.** Se calculează  $J_{M0} = (\pi/32)(83^3 \cdot 10^{-6} - 40^3 \cdot 10^{-6}) \cdot 42 \cdot 10^{-3} \cdot 7,8 \cdot 10^3 \cdot [83^2 \cdot 10^{-6} + 40^2 \cdot 10^{-6} + 8 \cdot 75^2 \cdot 10^{-6}] = 0,9 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$ ;  $J_L = (\pi/32) \cdot 96^4 \cdot 10^{-12} \cdot 46 \cdot 10^{-3} \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 0,3 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$ ;  $J_{m0} = (2,8 + 0,5 \cdot 4,6) \cdot 75^2 \cdot 10^{-6} = 2,94 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$ ;  $J = (0,9 + 0,3 + 2 \cdot 1,8 + 2,94) \cdot 10^{-2} = 7,74 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$ . Se observă că brațul (de masă  $m_b = 4 \text{ kg}$  la care s-a adăugat masa de echilibrare  $m_e = 2 \text{ kg}$ -echilibrare cot cu cot) și masele  $m_{BM}$  și  $m_A$  intervin cu ponderea cea mai mare în valoarea lui  $J$ .

**Frecvența proprie a vibrațiilor libere.** Vibrațiile se numesc libere dacă sistemul oscilant, după ce a primit inițial un lucru mecanic de deformare, nu mai efectuează schimb de energie cu mediul exterior. Sistemul oscilant cel mai simplu este alcătuit dintr-un disc (fig. 14.48) de diametru  $D$  cu momentul de inerție mecanic  $J$ , fixat pe un arbore drept de lungime  $l$ , diametru  $d$  și rigiditate  $k$ , încastrat la un capăt. Dacă se aplică discului un moment de răsucire  $M_t$ , se produce o deformare unghiulară  $\varphi$  a arborelui, astfel încât  $M_t = k\varphi$ . Datorită elasticității proprii, în arbore se naște o reacțiune — momentul forțelor elastice  $M_E$  — egal și de semn contrar cu  $M_t$ , relațiile (1) și (2) din tabela 14.18. Ecuația diferențială a mișcării libere a discului se scrie sub forma (3) sau (4);  $\omega_0$  din ecuația diferențială se numește pulsația proprie a sistemului oscilant și este definită de relația (5). Soluția generală a ecuației diferențiale este de forma (6) în care  $\varphi$  este elongația mișcării periodice de torsiune,  $\Phi$  — amplitudinea,  $\tau$  — timpul și  $\theta$  — faza inițială. Perioada și frecvența proprie a vibrației se definesc prin relațiile (7), (8) și (9). Pentru sistemul oscilant din figura 14.48, relația (12) evidențiază principalii factori de care depinde frecvența proprie și a stat la baza discuțiilor anterioare (v. rel. 14.2). În cazul unui motor cu un cilindru (fig. 14.49, a), arborele echivalent este alcătuit din două discuri cu momente de inerție mecanice  $J_1, J_2$  și rigiditate  $k$  (b). Spre deosebire de sistemul oscilant precedent, arborele echivalent din (b) este liber la capete și se rotește în reazeme. Dacă  $\varphi_1$  și  $\varphi_2$  sînt defor-

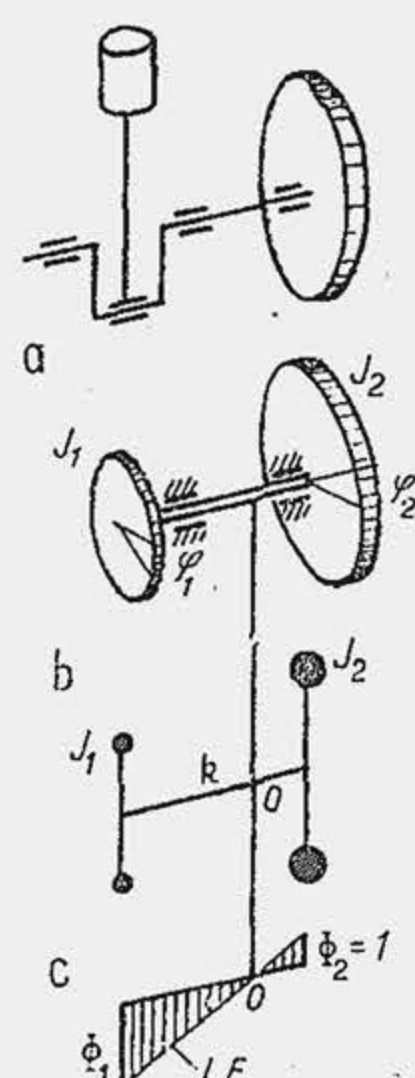


Fig. 14.49. Arborele echivalent al unui motor cu un cilindru.

# Relații pentru determinarea pulsațiilor proprii și amplitudinilor vibrațiilor libere ale sistemelor elastice

Denumirea	Ecuațiile mișcării și relațiile de calcul
Momentul forței elastice	$M_E = -M_t$ (1)
	$M_E = -k\varphi$ (2)
Ecuația diferențială a mișcării libere a unui disc fixat pe un arbore încastrat la un capăt	$J \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} - M_E = 0$ (3)
	$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = 0$ (4)
Pulsația proprie a sistemului oscilant	$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{J}} [\text{s}^{-1}]$ (5)
Soluția generală a ecuației (4)	$\varphi = \Phi \sin(\omega_0 \tau + \theta)$ (6)
Perioada vibrației	$T = \frac{2\pi}{\omega_0} [\text{s}]$ (7)
Frecvența proprie a vibrației	$n_0 = \frac{1}{T} \left[ \frac{\text{osc}}{\text{s}} \right] = \frac{60}{T} \left[ \frac{\text{osc}}{\text{min}} \right]$ (8)
	$n_0 = 0,159 \omega_0 \left[ \frac{\text{osc}}{\text{s}} \right] = 9,55 \omega_0 \left[ \frac{\text{osc}}{\text{min}} \right]$ (9)
Frecvența proprie a sistemului oscilant din figura 14.48	$J = \frac{mD^2}{8}$ (10); $k = \frac{\pi}{32} G \frac{d^4}{l}$ (11)
	$n_0 = 8,46 \sqrt{\frac{Gd^4}{mlD^2}}$ (12)
Ecuațiile diferențiale ale mișcării libere a două discuri fixate pe un arbore liber	$J_1 \frac{d^2\varphi_1}{d\tau^2} = k(\varphi_2 - \varphi_1)$ (13) $J_2 \frac{d^2\varphi_2}{d\tau^2} = k(\varphi_1 - \varphi_2)$
Soluțiile generale ale sistemului (13)	$\varphi_1 = \Phi_1 \sin(\omega_0 \tau + \theta)$ (14) $\varphi_2 = \Phi_2 \sin(\omega_0 \tau + \theta)$
Sistemul ecuațiilor caracteristice	$(k - J_1 \omega_0^2) \Phi_1 - k \Phi_2 = 0$ (15) $k \Phi_1 - (k - J_2 \omega_0^2) \Phi_2 = 0$



Tabela 14.18 (continuare)

Denumirea	Ecuatiile mișcării și relațiile de calcul
Condiția de compatibilitate	$\begin{vmatrix} k - J_1 \omega_0^2 & -k \\ k & -(k - J_2 \omega_0^2) \end{vmatrix} = 0 \quad (16)$
Pulsația proprie a sistemului	$\omega_0 = \sqrt{\frac{k(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (17)$
Ecuatia amplitudinii și a frecvenței proprii	$\Phi_2 = \Phi_1 \left( 1 - \frac{J_1 \omega_0^2}{k} \right) \quad (18')$
	$n_0 = 9,55 \left[ \frac{\text{osc}}{\text{s}} \right] \quad (18)$
Momentele forțelor elastice ale arborilor dintre discuri (fig. 14.50)	$M_{E1,2} = k_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) \quad (19)$
	$M_{E2,3} = k_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) \quad (19')$
Ecuatiile diferențiale ale mișcării libere a trei discuri fixate pe un arbore liber	$J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0$ $J_2 \ddot{\varphi}_2 - k_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) + k_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \quad (20)$ $J_3 \ddot{\varphi}_3 - k_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0$
Soluțiile generale ale ecuațiilor	$\varphi_1 = \Phi_1 \sin(\omega_0 \tau + \theta)$ $\varphi_2 = \Phi_2 \sin(\omega_0 \tau + \theta) \quad (21)$ $\varphi_3 = \Phi_3 \sin(\omega_0 \tau + \theta)$
Sistemul ecuațiilor caracteristice	$(k_{1,2} - J_1 \omega_0^2) \Phi_1 - k_{1,2} \Phi_2 = 0$ $-k_{1,2} \Phi_1 + (k_{1,2} + k_{2,3} - J_2 \omega_0^2) \Phi_2 - k_{2,3} \Phi_3 = 0 \quad (22)$ $-k_{2,3} \Phi_2 + (k_{2,3} - J_3 \omega_0^2) \Phi_3 = 0$
Condiția de compatibilitate	$\begin{vmatrix} k_{1,2} - J_1 \omega_0^2 & -k_{1,2} & 0 \\ -k_{1,2} & k_{1,2} + k_{2,3} - J_2 \omega_0^2 & -k_{2,3} \\ 0 & -k_{2,3} & k_{2,3} - J_3 \omega_0^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (23)$

Tabela 14.18 (continuare)

Denumirea	Ecuatiile mișcării și relațiile de calcul
Ecuatia pulsației proprii	$\frac{J_1 J_2 J_3}{k_{1,2} k_{2,3}} \omega_0^4 - \left( \frac{J_1 J_2 + J_1 J_3}{k_{1,2}} + \frac{J_2 J_1 + J_2 J_3}{k_{2,3}} \right) \omega_0^2 + (J_1 + J_2 + J_3) = 0 \quad (24)$ $\omega_0^4 - p \omega_0^2 + q = 0 \quad (24')$ $\omega_{0Y} = \sqrt{0,5 p \pm \sqrt{0,25 p^2 - q}} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (24'')$ $p = k_{2,3} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} + k_{1,2} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}; \quad (24''')$ $q = \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} k_{1,2} k_{2,3}$
Amplitudinile relative	$\frac{\Phi_1}{\Phi_1} = a_1 = 1; \quad \frac{\Phi_2}{\Phi_1} = a_2; \quad \frac{\Phi_3}{\Phi_1} = a_3 \quad (25)$
Relațiile amplitudinilor relative	$a_{2Y} = 1 - \frac{J_1}{k_{1,2}} \omega_{0Y}^2 \quad (26);$ $a_{3Y} = \frac{1 - \frac{J_1}{k_{1,2}} \omega_{0Y}^2}{1 - \frac{J_3}{k_{2,3}} \omega_{0Y}^2} \quad (26')$
Frecvența proprie	$n_{0Y} = 9,55 \omega_{0Y} \quad (27)$

mațiile unghiulare corespunzătoare celor două discuri, deformația unghiulară totală va fi  $(\varphi_1 - \varphi_2)$ , astfel încât, pentru fiecare dintre discuri se poate scrie ecuația de mișcare a unui disc în raport cu celălalt disc. Se obține sistemul de ecuații diferențiale (13) cu soluțiile generale (14) care substituie în (13) duc la sistemul ecuațiilor caracteristice (15). Ultimul sistem, fiind omogen este compatibil — adică admite și soluții care nu sînt nule — dacă determinantul format din coeficienții necunoscutelor  $\Phi_1$  și  $\Phi_2$  este nul — condiția (16). Din (16) se obține pulsația proprie a sistemului — relația (17) —, din (15) se obține relația (18') dintre amplitudini, iar din (9) se obține relația (18) a frecvenței proprii. Întrucît sistemul este omogen, valoarea absolută a amplitudinii rămîne nedeterminată; una dintre necunoscute se alege arbitrar, în general egală cu unitatea (de exemplu  $\Phi_1 = 1$ ) și rezultă mărimea relativă a celeilalte. Din (18) se vede că amplitudinea  $\Phi_2$  este de semn schimbat față de  $\Phi_1$ , adică cele două discuri vibrează în sensuri opuse, ceea ce înseamnă că există o secțiune  $O$  a arborelui (v. fig. 14.49, b), care se află în repaus. Dacă se presupune că amplitudinea diferitelor secțiuni ale arborelui variază liniar cu lungimea se obține o reprezentare grafică (c) în care dreapta  $LE$  se numește *linia elastică a arborelui*, iar secțiunea  $O$  se numește *nod*. Deci, la un arbore echivalent cu două discuri, linia elastică



are un singur nod. Variația deplasării unghiulare a secțiunii arborelui cotit (linia  $LE$ ) cu lungimea se numește *mod de vibrație*. Arborele echivalent cu două mase are un singur mod de vibrație.

**Exemplul numeric 14.3.** Să se determine frecvența proprie a arborelui cotit al motorului din exemplul numeric 14.1, dacă arborele echivalent este alcătuit din două mase: masa  $m_1$  așezată în mijlocul arborelui și masa  $m_2$  așezată la capătul arborelui. Momentul de inerție mecanic al volantului este  $J_v = 1,2 \text{ kgm}^2$ ; momentul total de inerție al cotului  $J = 7,74 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$  (din Ex. num. 14.2);  $k_{cot} = 2,51 \cdot 10^6 \text{ daN} \cdot \text{m/grd}$  (din Ex. num. 14.1).

**R.** Se substituie cele 6 discuri care corespund celor 6 cilindri ai motorului cu un disc, aplicînd regula explicată pe figura 14.46 și anume: 1)  $J_r = 6 J$ ; 2)  $Jl_1 + Jl_2 + \dots + Jl_6 = J_r l_r$ . Se consideră că toate coturile sînt identice. Rezultă  $l_1 = 6 l_{cot}$ ;  $l_2 = 5 l_{cot}$ ;  $\dots$ ;  $l_6 = l_{cot}$ . Rezultă  $l_r = 21 l_{cot}/6 = 3,5 l_{cot}$  iar  $k_r$ , după relația (12) din tabela 14.15 este  $k_r = (\pi G/32) \cdot (d_L^4 - d_{Li}^4)/l_r$  sau  $k_r = k_{cot}/3,5$ . S-a obținut astfel un arbore echivalent cu două discuri, cu momentele de inerție mecanice  $J_r = 6 \cdot 7,74 \cdot 10^{-2} = 46,44 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$ ,  $J_v = 1,2 \text{ kgm}^2$  și cu constantă elastică  $k_r = 2,51 \cdot 10^6/3,5 = 0,717 \cdot 10^6 \text{ Nm/grd}$ . Se aplică relația (17) din tabela 17.18:  $\omega_0 = (0,717 \cdot 10^6 \cdot (0,4644 + 1,2)/0,4644 \cdot 1,2)^{0,5} = 1463 \text{ s}^{-1}$ ;  $n_0 = 9,55 \cdot 1463 = 13975 \text{ osc/min}$ . Se alege  $\Phi_1 = 1$  și se găsește amplitudinea oscilației:  $\Phi_2 = 1 - 0,4644 \cdot 1463^2/0,717 \cdot 10^6 = 0,386 \text{ grd}$ . *Discuție:* se observă că momentul de inerție mecanic al volantului nu influențează sensibil pulsația proprie, întrucît  $J_r \ll J_v$ , iar raportul  $(J_r + J_v)/J_v$  variază în limite strînse. Pentru mărirea pulsației proprii se acționează eficient numai prin reducerea maselor în mișcare ( $J_r$ ), prin mărirea rigidității ( $k_{cot}$ ) sau micșorarea lungimii reduse ( $l_{cot}$ ).

Sistemul oscilant convențional, cel mai răspîndit este cel alcătuit dintr-un arbore drept cu trei discuri (fig. 14.50, a), deoarece ecuația pulsației proprii se rezolvă încă ușor.

Calcululele au arătat că un asemenea sistem, aplicat unui motor cu șase cilindri în linie și unui motor cu 12 cilindri în V, dă o frecvență proprie cu o eroare de 3%, față de cazul în care arborele cotit are șapte volanți (șase coturi și volantul propriu). Dacă se notează cu  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  și  $\varphi_3$  deformațiile arborelui din dreptul discurilor respective, se pot scrie relațiile (19) și (19') ale momentelor forțelor elastice, pentru fiecare porțiune din arbore. Analog cazului precedent se scriu ecuațiile diferențiale (20) ale mișcării libere ale celor trei discuri și soluțiile generale (21), care substituie în (20) dau sistemul ecuațiilor caracteristice (22). Din condiția de compatibilitate (23) rezultă ecuația pulsației proprii (24) (soluția  $\omega_0 = 0$  s-a eliminat deoarece corespunde mișcării sistemului ca un rigid care nu vibrează). Ecuația (24), fiind bipătrată în  $\omega_0$

dă două rădăcini pozitive  $\omega_{OI}$  și  $\omega_{OII}$ , numite *pulsația proprie de gradul întâi* (valoarea cea mai mică), respectiv *pulsația proprie de gradul doi*, cărora le corespund două linii de oscilații ale arborelui sau două moduri de oscilație: linia  $E_I$  cu un nod (b) și linia  $E_{II}$  cu două noduri (c). Amplitudinile se determină alegînd o valoare de referință, de obicei  $\Phi_1 = 1$ ; amplitudinile relative sînt definite atunci de relațiile (25), și sînt precizate de relațiile (26), obținute din prima și ultima ecuație din sistemul (22), în raport cu  $\Phi_1$ ; prin  $\gamma$  s-a notat gradul vibrației. Relația (27) precizează frecvențele proprii ale sistemului.

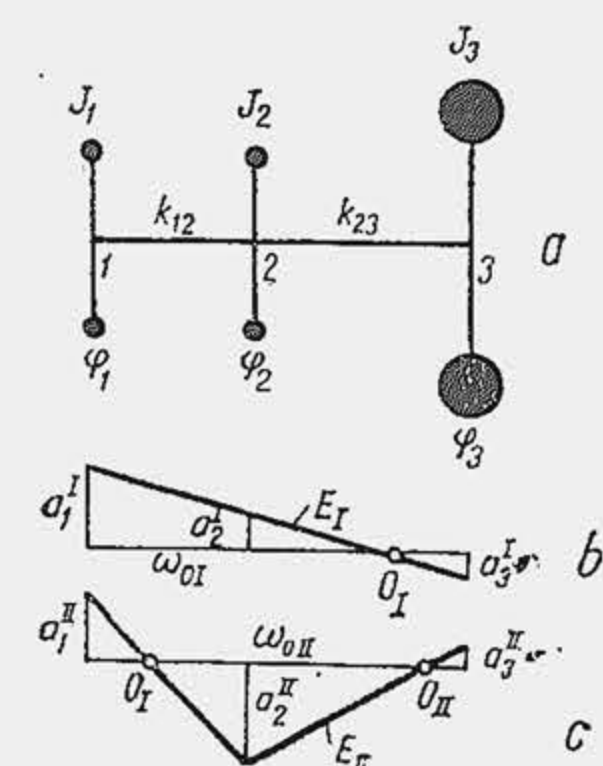


Fig. 14.50. Arborele echivalent cu trei discuri.

**Exemplul numeric 14.4.** Să se determine frecvența proprie a arborelui cotit al motorului din exemplul numeric 14.1,

dacă arborele echivalent este alcătuit din trei mase. Mărimile de calcul sînt definite în exemplul numeric 14.3.

**R.** Se grupează cîte trei coturi ale arborelui cotit pentru un disc de pe arborele echivalent. Rezultă  $J_{r1} = 3J_{cot} = 3 \cdot 7,74 \cdot 10^{-2} = 23,22 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$ ;  $J_{r2} = 23,22 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$ ;  $J_{r3} = J_v = 1,2 \text{ kgm}^2$ . Pentru constanta elastică se aplică regula din exemplul numeric 14.3. Lungimea redusă dintre discul  $J_{r1}$  și volant este  $l_{r1} = (J_{cot} \cdot 6l_{cot} + J_{cot} \cdot 5l_{cot} + J_{cot} \cdot 4l_{cot})/3J_{cot} = l_{cot}(6 + 5 + 4)/3 = 5l_{cot}/3$ ;  $l_{r2} = (J_{cot} \cdot 3l_{cot} + J_{cot} \cdot 2l_{cot} + J_{cot} \cdot l_{cot})/3J_{cot} = 2l_{cot}/3$ . Distanța redusă dintre discurile  $J_{r1}$  și  $J_{r2}$  este  $l_{r12} = l_{r1} - l_{r2} = l_{cot}$ . Constanta elastică, după relația (12) din tabela 14.15 este  $k_{r12} = (\pi G/32) \cdot (d_L^4 - d_{Li}^4)/l_{r12} = k_{cot}/3 = 2,51 \cdot 10^6/3 = 0,84 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m/grd}$ ; în mod analog  $k_{r23} = k_{cot}/2 = 1,25 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m/grd}$ .

Se calculează  $p$  și  $q$  cu relația (24'') din tabela 14.18,  $p = 1,25 \cdot 10^6(23,22 \cdot 10^{-2} + 1,2)/23,22 \cdot 10^{-2} \cdot 1,2 + 0,84 \cdot 10^6 \cdot (23,22 \cdot 10^{-2} + 23,22 \cdot 10^{-2})/23,22 \cdot 23,22 \cdot 10^{-4} = 13,66 \cdot 10^6$ ;  $q = 0,84 \cdot 10^6 \cdot 1,25 \cdot 10^6(23,22 \cdot 10^{-2} + 23,22 \cdot 10^{-2} + 1,2)/23,22 \cdot 23,22 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} = 27,01 \cdot 10^{12}$ . Se aplică relația (24'):  $\omega_0 = (0,5 \cdot 13,66 \cdot 10^6 \pm (0,25 \cdot 13,66^2 \cdot 10^{12} - 27,01 \cdot 10^{12})^{0,5})^{0,5} = 10^3 \cdot \sqrt{6,83 \pm 4,43}$ , de unde rezultă  $\omega_{OI} = 1549 \text{ s}^{-1}$ ;  $\omega_{OII} = 3355 \text{ s}^{-1}$ . Din relația (27) rezultă frecvența  $n_{OI} = 14794 \text{ osc/min}$ , care diferă de aceea calculată în exemplul numeric 14.3 cu 6%. Frecvența proprie de gradul II este  $32040 \text{ osc/min}$ .

Se aplică relațiile (26) și (26') din tabela 14.18 și se determină amplitudinile relative pentru pulsația de gradul I:  $a_{1I} = 1$ ;  $a_{2I} = 1 - 0,2322 \cdot 1549^2/0,84 \cdot 10^6 = 0,336$ ;  $a_{3I} = 0,336/(1 - 1,2 \cdot 1549^2/1,25 \cdot 10^6) = -0,240$ . Pentru pulsația de gradul II:  $a_{1II} = 1$ ;  $a_{2II} = 1 - 0,2322 \cdot 3355^2/0,84 \cdot 10^6 = -2,111$ ;  $a_{3II} = -2,111/(1 - 1,2 \cdot 3355^2/1,25 \cdot 10^6) = +0,215$ . Se observă că pentru  $\omega_{OI}$  se realizează primul mod de vibrație, linia elastică avînd un singur nod (fig. 14.50, b); pentru  $\omega_{OII}$  se realizează al doilea mod de vibrație, linia elastică avînd două noduri (fig. 14.50, c).

Dacă arborele echivalent cuprinde  $\zeta$  discuri, ecuația bipătrată pentru pulsația proprie este de gradul  $2(\zeta - 1)$  și are  $\zeta - 1$  rădăcini pozitive. Pentru soluționarea ei s-au dezvoltat mai multe metode de calcul dintre care se reține metoda resturilor.

În cadrul metodei se consideră că arborele echivalent cu  $\zeta$  discuri este descompus în  $\zeta - 1$  trepte, fiecare treaptă fiind alcătuită dintr-un disc  $z$ , cu momentul de inerție mecanic  $J_z$  și un element elastic ( $z, z + 1$ ) adiacent discului, de rigiditate  $k_{z,z+1}$ . Se aplică fiecărei trepte relațiile de echilibru pentru momente și deplasări unghiulare, parcurgînd arborele echivalent de la un capăt la altul, dar, pentru comoditate, pornind de la partea frontală. Se alege inițial o valoare arbitrară  $\omega_x$  pentru pulsația proprie. Dacă  $\omega_x$  este chiar pulsația proprie, se găsește că momentul resultant la partea posterioară este nul, deoarece, fiecare treaptă fiind în echilibru, sistemul în ansamblu trebuie să fie de asemenea în echilibru. Dacă momentul resultant nu este nul el se numește *moment rezidual* sau *restul*  $R$ , iar  $\omega_x$  nu reprezintă pulsația proprie. Se reia calculul de mai multe ori, de fiecare dată cu o nouă pulsație, pînă cînd  $R \approx 0$ . În acest caz, ultima pulsație este chiar pulsația proprie.

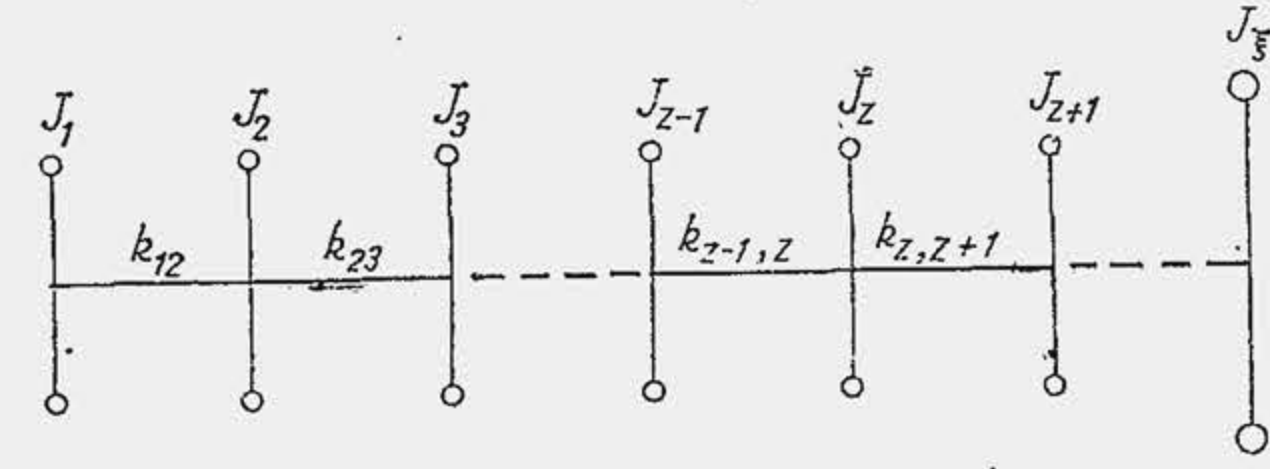
Ecuația de echilibru (1) pentru o treaptă (tab. 14.19) arată că momentul forțelor elastice din stînga discului  $z$  ( $M_{z-1,z}$  reprezintă suma tuturor momentelor forțelor elastice și al forțelor de inerție, care acționează de la partea frontală a arborelui pînă la discul  $z$ ) adunat cu momentul forței de inerție al discului  $z$  ( $J_z \ddot{\varphi}_z$ ) este egal cu reacțiunea elementului elastic din dreapta discului  $z$  ( $M_{z,z+1}$  — momentul forțelor elastice dezvoltat de elementul de arbore dintre discurile  $z$  și  $z + 1$ ). Se substituie deplasarea unghiulară  $\varphi$  din (6) în relația (2) din tabela 14.18 și se obține relația (2) din tabela 14.19, în care s-a înlocuit amplitudinea deplasării unghiulare  $\Phi$  cu  $a$ . Se definește ampli-



Tabela 14.19

Relații de definiție pentru tabela lui Holzer

Denumirea	Relația
Ecuația de echilibru pentru volantul $z$	$M_{z-1,z} + J_z \ddot{\varphi}_z = M_{z,z+1}$ (1)
Momentul forțelor elastice	$M_{z-1,z} = -k_{z-1,z} \cdot a_z \sin(\omega_0 \tau + \theta)$ (2)
Amplitudinea momentului	$M_{z-1,z}^a = k_{z-1,z} \cdot a_z$ (3)
Momentele forțelor elastice	$M_{z-1,z} = M_{z-1,z}^a \sin(\omega_0 \tau + \theta)$ (4)
	$M_{z,z+1} = M_{z,z+1}^a \sin(\omega_0 \tau + \theta)$ (5)
Accelerația deplasării unghiulare	$\ddot{\varphi}_z = a_z \omega_0^2 \sin(\omega_0 \tau + \theta)$ (6)
Prima relație fundamentală de calcul	$M_{z,z+1} = M_{z-1,z} + J_z a_z \omega_0^2$ (7)
Amplitudinea momentului	$M_{z,z+1}^a = k_{z,z+1} a_{z,z+1}$ (8)
Corelația dintre amplitudini	$a_{z,z+1} = a_z - a_{z+1}$ (9)
A doua relație fundamentală de calcul	$a_{z+1} = a_z - \frac{M_{z,z+1}^a}{k_{z,z+1}}$ (10)



tudinea momentului forțelor elastice, relația (3) prin produsul dintre rigiditate și amplitudine și se scriu momentele forțelor elastice ( $M_E = -k\varphi$ ) ale elementelor de arbore din stînga și dreapta discului, relațiile (4) și (5). Se calculează din relația (6), tabela 14.18, accelerația unghiulară  $\ddot{\varphi}_z$ , relația (6) din tabela 14.19 și se substituie relațiile (4), (5) și (6) în (1). După simplificare se obține prima ecuație fundamentală pe care se întemeiază metoda resturilor — relația (7) dintre amplitudinile momentelor, care spune că momentul maxim al forțelor elastice al unui element  $z$ ,  $z+1$  de arbore echivalent dintr-o treaptă  $z$ , echilibrează momentul maxim al tuturor forțelor elastice și de inerție al treptelor anterioare precum și momentul maxim al forței de inerție al discului  $z$  din treapta considerată. Se scrie relația (8), care este asemenea lui (3) și se pune condiția, relația (9), că amplitudinea deplasării unghiulare (deplasarea unghiulară maximă) a elementului  $z$ ,

$z+1$  de arbore echivalent este egală cu diferența dintre deplasările unghiulare maxime ale secțiunilor extreme, adică diferența dintre amplitudinile deplasărilor unghiulare ale discurilor  $z$  și  $z+1$ . Se substituie (9) în (8) și se obține a doua relație fundamentală de calcul, relația (10) care leagă amplitudinile deplasărilor unghiulare ale unei trepte de momentul forțelor elastice și rigiditatea treptei.

Însumarea amplitudinilor momentelor și deplasărilor unghiulare în lungul arborelui echivalent, pînă la ultima treaptă se ușurează dacă se organizează calculele într-o tabelă, numită *tabela lui Holzer*. Tabela cuprinde șapte coloane (tab. 14.20), iar fiecare linie are două diviziuni: o linie superioară și o linie inferioară. În prima coloană, în linia superioară se trece numărul de

Tabela 14.20

Tabela lui Holzer

Numărul discului	$J_z$	$a_z$	$J_z \omega_x^2$	$-\frac{1}{k_{z,z+1}}$	$M_{z,z+1}$	Numărul elementului elastic
1	2	3	4	5	6	7
1  linie inferioară	$J_1$	1	$\times J_1 \omega_x^2$	$\rightarrow$	$J_1 \omega_x^2$	linie superioară
		$-\frac{J_1 \omega_x^2}{k_{1,2}}$	$=$	$-\frac{1}{k_{1,2}} \times$	$J_1 \omega_x^2$	1 - 2
2  linie inferioară	$J_2$	$1 - \frac{J_1 \omega_x^2}{k_{1,2}}$	$\times J_2 \omega_x^2$	$\rightarrow$	$J_2 \omega_x^2 \left(1 - \frac{J_1 \omega_x^2}{k_{1,2}}\right)$	linie superioară
		[col 5] $\times$ [col 6]	$=$	$-\frac{1}{k_{2,3}} \times$	$J_1 \omega_x^2 +$ $+ J_2 \omega_x^2 \left(1 - \frac{J_1 \omega_x^2}{k_{1,2}}\right)$	2 - 3
.....						
$\zeta$	$J_\zeta$		$J_\zeta \omega_x^2$		$R = \Sigma M_z^a$	linie superioară

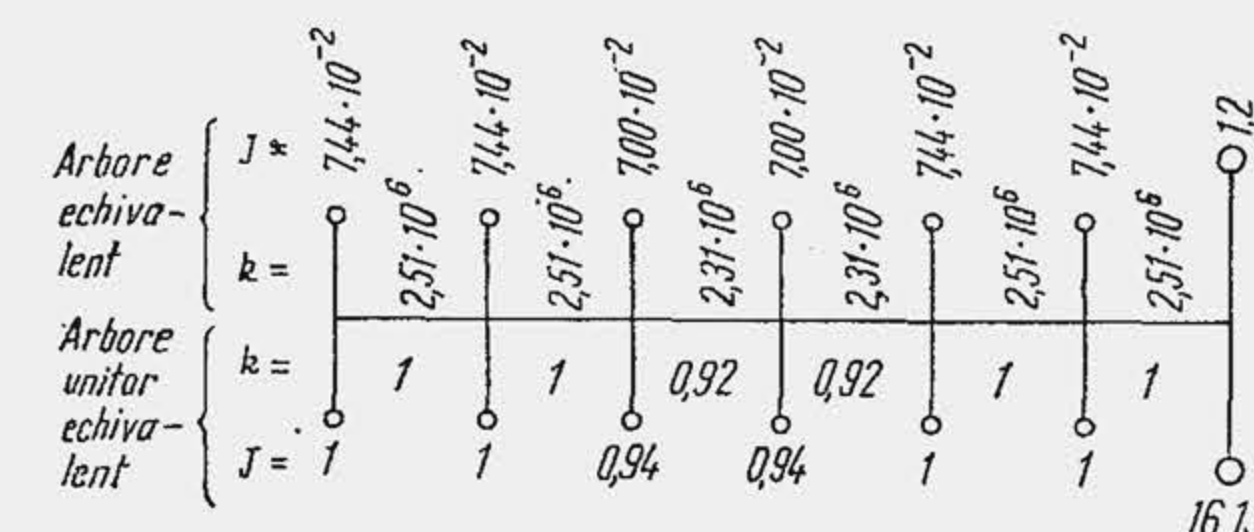
ordine al volantului pînă la discul  $\zeta$ ; în ultima coloană, în linia inferioară se trece numărul de ordine al elementului elastic dintre discuri. Coloanele a 2-a și a 5-a se completează inițial cu momentul de inerție mecanic (coloana a 2-a, linia superioară) și inversul constantei elastice (coloana a 5-a, linia inferioară). Coloana a 4-a reprezintă momentul forței de inerție al discului, divizat prin amplitudinea deplasărilor unghiulare și se completează inițial. Coloanele a 3-a și a 6-a cuprind amplitudinile deplasărilor unghiulare (coloana a 3-a) și a momentelor rezultante care lucrează într-un element elastic (coloana a 6-a) și se completează după efectuarea calculului.

Se alege inițial o pulsație  $\omega_x$  apropiată de pulsația proprie, pentru a se reduce numărul de încercări. În acest scop,  $\omega_x$  se determină cu un arbore



Aplicație numerică la tabela lui Holzer

Numărul discului	$J_z$	$a_z$	$J_z \omega_{u1}^2$	$\frac{1}{k_{z,z+1}}$	$M_{z,z+1}^a$	Numărul elementului elastic
1	2	3	4	5	6	7
1	1	$1 \times 0,0577 \rightarrow$		$= 0,0577$		Linie superioară
Linie inferioară		$-0,0577 = \leftarrow$		$-\frac{1}{1} \times 0,0577$		1-2
2	1	$0,9423 \times 0,0577 \rightarrow$		$= 0,0543$		Linie superioară
Linie inferioară		$-0,112 = \leftarrow$		$-\frac{1}{1} \times 0,112$		2-3
3	0,94	$0,8303 \times 0,0577 \rightarrow$		$= 0,045$		Linie superioară
Linie inferioară		$-0,1706 = \leftarrow$		$-\frac{1}{0,92} \times 0,157$		3-4
4	0,94	$0,6597 \times 0,0577 \rightarrow$		$= 0,0357$		Linie superioară
Linie inferioară		$-0,2094 = \leftarrow$		$-\frac{1}{0,92} \times 0,1927$		4-5
5	1	$0,4503 \times 0,0577 \rightarrow$		$= 0,0259$		Linie superioară
Linie inferioară		$-0,2186 = \leftarrow$		$-\frac{1}{1} \times 0,2186$		5-6
6	1	$0,2317 \times 0,0577 \rightarrow$		$= 0,0133$		Linie superioară
Linie inferioară		$-0,2319 = \leftarrow$		$-\frac{1}{1} \times 0,2319$		6-7
7	16	$-2,10^{-4} \times 0,0577 \rightarrow$		$= 1,8464 \cdot 10^{-4}$		Linie superioară
Linie inferioară				$R = -1,8464 \cdot 10^{-4}$		



echivalent cu două sau trei discuri. De asemenea, se alege o amplitudine inițială egală cu unitatea, deoarece nu se poate determina amplitudinea absolută (v. rel. 25, tab. 14.18). Prima treaptă de calcul fiind situată la partea frontală a arborelui echivalent, se alege amplitudinea discului 1,  $a_1 = 1$  și se scrie în coloana a 3-a din tabela lui Holzer, pe prima linie superioară. Se calculează tabela lui Holzer, parcurgând fiecare linie superioară de la stânga la dreapta, aplicând relația (7) din tabela 14.19 și fiecare linie inferioară de la dreapta la stânga, aplicând relația (10) din tabela 14.19, după cum urmează.

Se parcurge linia superioară de la stânga la dreapta, efectuând produsul dintre coloana (col) a 3-a și coloana a 4-a și se transcrie rezultatul în coloana a 6-a. Pentru prima treaptă este evident că momentul forțelor elastice din stânga discului 1 este nul ( $M_{z-1,z}^a = 0$ ), iar relația (7) se reduce la  $M_{12}^a = 1 \cdot J_1 \cdot \omega_{u1}^2$ . Deci produsul col 3 · col 4 este chiar  $J_1 \omega_{u1}^2$ . Se transferă rezultatul din linia superioară în linia inferioară a coloanei a 6-a, când se calculează prima treaptă. În celelalte cazuri, pe linia inferioară din coloana a 6-a se înscrie valoarea de pe linia superioară însumată algebric, cu valoarea din linia inferioară anterioară, ceea ce rezultă din aplicarea relației (7). Se parcurge linia inferioară de la dreapta la stânga efectuând produsul dintre col 6 · col 5, care se scrie în coloana a 3-a cu semn schimbat. Se adună algebric linia inferioară cu linia superioară (potrivit relației 10, tab. 14.19), se obține amplitudinea discului 2, care se scrie în linia superioară pentru discul următor, din aceeași coloană a 2-a. Calculul se reia după aceleași reguli și se obține de fiecare dată, în coloana a 6-a, linia superioară amplitudinea momentului, iar în coloana a 3-a linia inferioară amplitudinea deplasării unghiulare. Se completează tabela până la discul  $\zeta$ , linia superioară; linia inferioară pentru discul  $\zeta$  n-are semnificație. Ultima valoare din coloana a 6-a reprezintă momentul rezidual sau restul, care de obicei este nenul. Se reia calculul până când restul  $R$  schimbă de semn, și se determină valoarea definitivă prin interpolare.

La motoarele policilindrice, întrucât cilindrii sînt identici, arborele echivalent are mai multe momente de inerție  $J$  și mai multe constante elastice  $k$  egale. În acest caz este comod să se simplifice tabela lui Holzer, definind un arbore unitar echivalent care se obține împărțind pe  $J_1, J_2, \dots, k_{12}, k_{23}, \dots$  cu valorile  $J, k$  cele mai frecvente. Dacă  $\omega_{ou}$  este pulsația sistemului unitar, atunci există relația

$$\omega_0^2 = \omega_{ou}^2 \cdot k/J. \quad (14.5)$$

Pulsația proprie de gradul doi este mai mare decât aceea de gradul întâi. Prima aproximată pentru pulsația proprie de gradul doi se poate calcula cu relația  $\omega_{ou}^2 = 22/i^2$ ,  $i$  fiind numărul de cilindri. Pulsațiile de grad superior sînt mai puțin interesante.

**Exemplul numeric 14.5.** Să se determine pulsația fundamentală pentru arborele cotit din exemplul numeric 14.1 alcătuit din 7 discuri (figura din tab. 14.21). Mărimile  $J_3, J_4, k_{34}, k_{45}$  au fost puțin modificate, în mod arbitrar, pentru a evidenția metoda arborelui echivalent unitar, obținut prin împărțirea valorilor cu  $J = 7,44 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$ ,  $k = 2,51 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m/grad}$ . Prin metoda arborelui echivalent cu trei discuri s-a găsit  $\omega_{ou} = 1549 \text{ s}^{-1}$  (v. ex. num. 14.4), care se consideră ca primă aproximatie. Din relația (14.5) rezultă prima aproximată pentru arborele echivalent unitar  $\omega_{u1} = \omega_0 \sqrt{J/k} = 1549(7,44 \cdot 10^{-2}/2,51 \cdot 10^6)^{0,5} = 0,266$ , cu care se construiește tabela lui Holzer. Se găsește  $R < 0$ . Se micșorează pulsația  $\omega_{u2} = 0,230$  și se găsește  $R > 0$ . După patru încercări s-a găsit  $R_4 = -0,00361$  pentru  $\omega_{u4} = 0,2406$  și  $R_5 = +0,0037$  pentru  $\omega_{u5} = 0,24$ . Prin interpolare se găsește valoarea finală  $\omega_{uI} = 0,24 + (-0,00361)/(0,2406 - 0,24) = 0,2403$ . Pentru exemplificare, în tabela 14.21 se arată calcu-



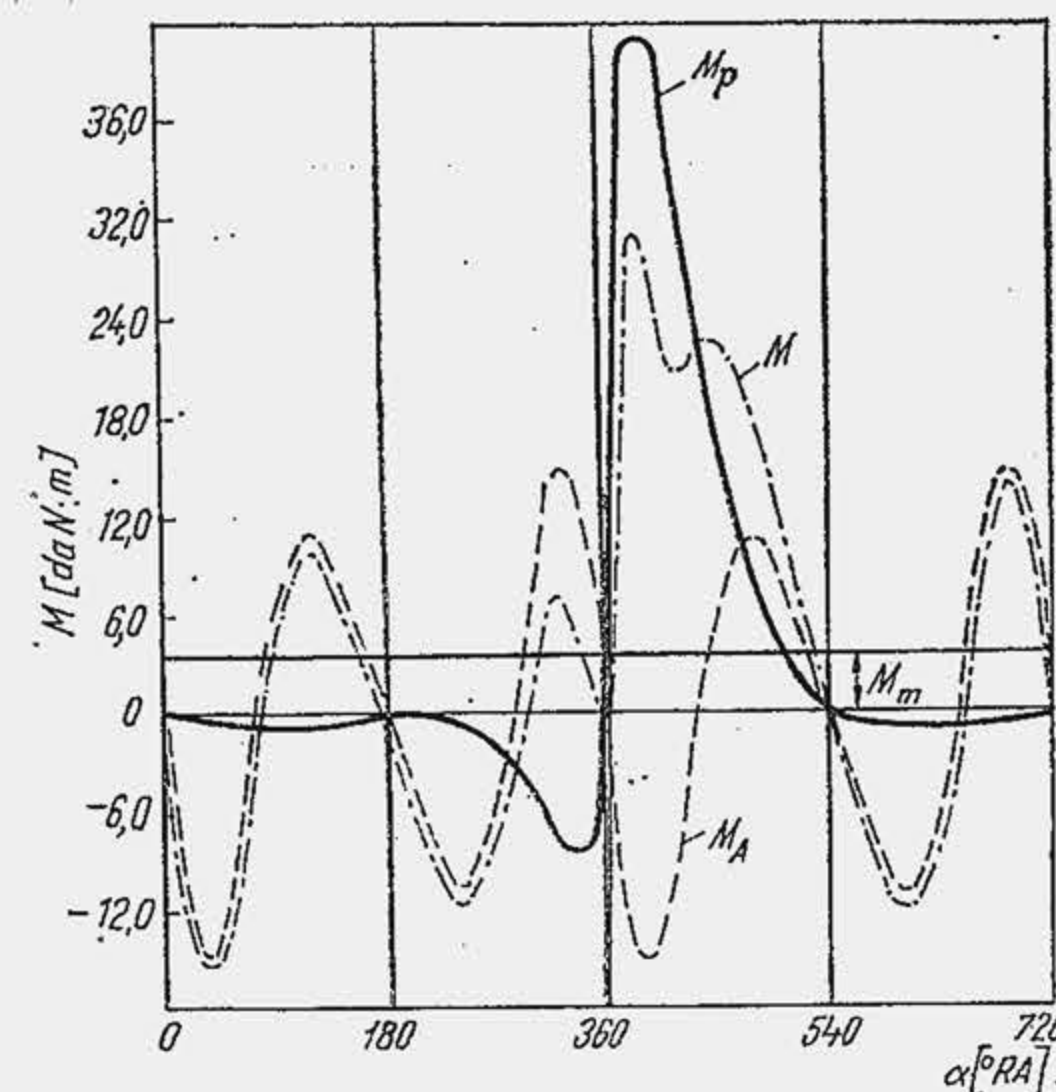


Fig. 14.51. Diagrama momentelor pentru analiza armonică.

este convenabil ca descompunerea în serie Fourier să se facă independent, urmînd apoi să se însumeze componentele armonicilor de același ordin. Expresia generală a dezvoltării în serie a momentului  $M_p$  este de forma (1) din tabela 14.22, unde  $M_m$  este momentul mediu,  $a_1, a_2, \dots, a_v$  și  $b_1, b_2, \dots, b_v$  sînt coeficienții Fourier în cosinus, respectiv sinus iar  $\omega_c$  — pulsația ciclului. Expresia (1) se scrie concentrat sub forma (2) în care  $v$  este ordinul armonicii;  $M_{pv}$  — amplitudinea armonicii de ordinul  $v$  și  $\theta_v$  — diferența de fază sînt date de relațiile (2') și (2''). Ordinul armonicii este precizat de șirul numerelor întregi. La motoarele în doi timpi pulsația ciclului corespunde cu pulsația arborelui cotit  $\omega_c = \omega^*$ , deoarece perioadele momentelor  $M_p$

lele cu  $\omega_{uI} = 0,2402$ . Pulsația proprie a arborelui echivalent se calculează cu relația (14.5):  $\omega_{0I} = \omega_{uI} \sqrt{k/J} = 0,2402(2,51 \cdot 10^6 / 7,44 \cdot 10^{-2})^{0,5} = 1395 \text{ s}^{-1}$  față de 1549, valoarea găsită cu arborele echivalent simplificat, cu trei discuri.

**Analiza armonică a excitației.** Momentele motoare  $M_p, M_A$ , ale forțelor de presiune a gazelor ( $F_p$ ) și ale forțelor  $F_A$  sînt mărimi variabile (fig. 14.51). Funcția  $M_p(\alpha)$  nu are o expresie analitică iar  $M_A(\alpha)$  are o expresie complicată. Întrucît momentele motoare variază periodic ele se exprimă analitic prin intermediul seriilor Fourier. Descompunerea curbelor de moment în serii Fourier poartă numele de *analiză armonică*. Întrucît la modificarea turației,  $M_p$  variază diferit de  $M_A$

Tabela 14.22

Relații pentru determinarea momentelor periodice excitatoare

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Dezvoltarea în serie Fourier a momentului forțelor de presiune a gazelor	$M_p = M_m + a_1 \cos \omega_c \tau + a_2 \cos 2 \omega_c \tau + a_3 \cos 3 \omega_c \tau + \dots + b_1 \sin \omega_c \tau + b_2 \sin 2 \omega_c \tau + b_3 \sin 3 \omega_c \tau + \dots \quad (1)$ $M_p = M_m + \sum_{v=1}^{v=\infty} M_{pv} \sin(v \omega_c \tau + \theta_v) \quad (2)$
Amplitudinea momentului	$M_{pv} = \sqrt{a_v^2 + b_v^2} \quad (2')$
Diferența de fază	$\theta_v = \arctg(a_v/b_v) \quad (2'')$
Coeficienții termenilor în cosinus	$a_v = \frac{1}{2v} (x_0 + x_4 + \dots + x_{4v-4}) - (x_2 + x_6 + \dots + x_{4v-2}) \quad (3)$

\* Pulsația unei mișcări periodice fiind prin definiție  $\omega = 2\pi/T$ , iar perioada arborelui cotit fiind timpul necesar unei rotații, adică  $T = 60/n$  [s], rezultă că pulsația arborelui este  $\omega = 2\pi (60/n) = \pi n/30$ , ceea ce reprezintă chiar viteza unghiulară a arborelui cotit.

Tabela 14.22 (continuare)

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Coeficienții termenilor în sinus	$b_v = \frac{1}{2v} (x_1 + x_5 + \dots + x_{4v-3}) - (x_3 + x_7 + \dots + x_{4v-1}) \quad (3')$
Expresia forței tangențiale de inerție	$T_A = F_A \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (4')$ $T_A \approx -m_A r \omega^2 (\sin \alpha + \Lambda \cos 2\alpha) (\sin \alpha + 0,5 \Lambda \sin 2\alpha) \quad (4'')$ $T_A \approx -m_A r \omega^2 (\sin \alpha \cos \alpha + \Lambda \sin \alpha \cos 2\alpha + 0,5 \Lambda \sin 2\alpha \cos \alpha + 0,5 \Lambda^2 \sin 2\alpha \cos 2\alpha) \quad (4)$
Expresia aproximativă a momentului forței tangențiale de inerție	$M_A \approx m_A r^2 \omega^2 (0,25 \Lambda \sin \alpha - 0,5 \sin 2\alpha - 0,75 \Lambda \sin 3\alpha - 0,25 \Lambda^2 \sin 4\alpha) \quad (5)$ $M_A \approx m_A r^2 \omega^2 [0,25 \Lambda \sin(\omega \tau + \psi_1) + 0,5 \sin(2\omega \tau + \psi_2) + 0,75 \Lambda \sin(3\omega \tau + \psi_3) + 0,25 \Lambda^2 \sin(4\omega \tau + \psi_4)] \quad (6)$ <p>unde <math>\psi_1 = 0; \psi_2 = \psi_3 = \psi_4 = \pi</math></p> $M_A \approx \sum_{v=1}^{v=4} M_{Av} \sin(v \omega \tau + \psi_v) \quad (7)$
Amplitudinea armonicilor momentului total	$M_v = \sqrt{(M_{pv} \sin \theta_v + M_{Av} \sin \psi_v)^2 + (M_{pv} \cos \theta_v + M_{Av} \cos \psi_v)^2} \quad (8)$
Momentele armonicilor de ordinul $v$ , aplicate la fiecare din coturile arborelui cotit, în ordinea aprinderii $j$	$\left. \begin{aligned} M_{v1} &= M_v \sin v \omega \tau \\ M_{v2} &= M_v \sin v(\omega \tau - \Phi_c/i) \\ M_{v3} &= M_v \sin v(\omega \tau - 2\Phi_c/i) \\ &\vdots \\ M_{vj} &= M_v \sin v[\omega \tau - (j-1)\Phi_c/i] \\ M_{vj} &= M_v \sin(v \omega \tau + \delta_{vj}) \\ \delta_{vj} &= -v(j-1)\Phi_c/i \end{aligned} \right\} \quad (9)$



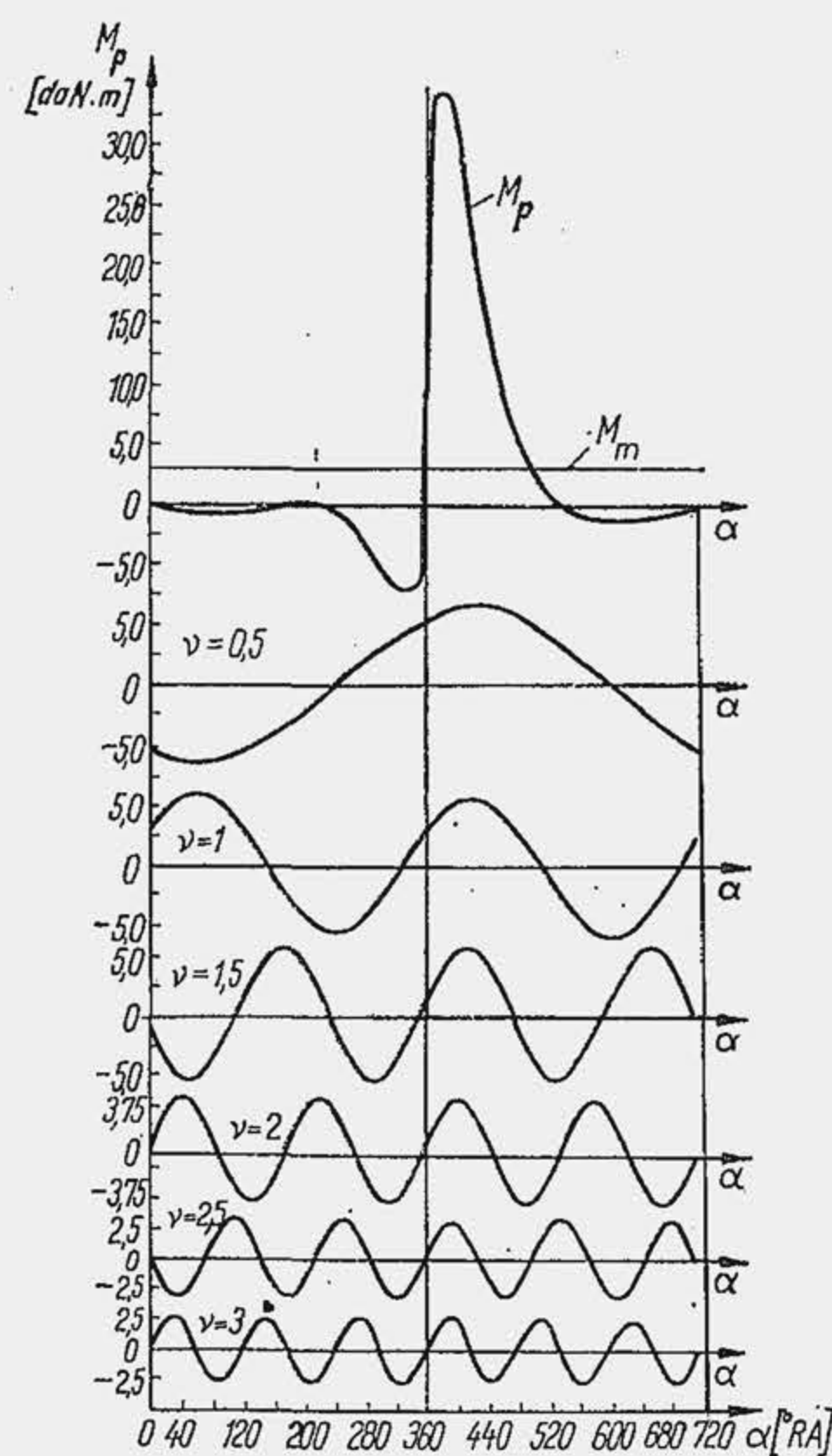


Fig. 14.52. Primele șase armonici ale momentului produs de forța de presiune a gazelor.

pentru determinarea coeficienților  $a_v$ ,  $b_v$ , relația (1) este metoda Fischer-Hinnen [19]. Potrivit metodei, coeficienții numerici de ordinul  $v$  se obțin dacă se împarte perioada  $\Phi_c$  a ciclului motor în  $4v$  intervale și se ridică ordonate pe curba  $M_p(\alpha)$  în dreptul fiecărei diviziuni, pozitive sau negative (fig. 14.54, a). Ordonatele se notează cu  $x_0, x_1, x_2, \dots$  ( $x_0$  se ridică la  $\alpha = 0^\circ \text{RA}$ ). Termenii în cosinus și sinus sînt determinați de relațiile (3) și (3') din tabela 14.22 (însușire algebrică în parantezele mici). Pentru armonicile de ordin mic metoda dă erori mai mari deoarece numărul ordonatelor este redus (pentru  $v = 1$ ,  $\Phi_c/4 = 180^\circ$ , adică se ridică patru ordonate, din  $180^\circ$  în  $180^\circ \text{RA}$ ). Metoda se corectează cu regula celor trei ordonate a lui Lewis, care spune că în dreptul fiecărei ordonate  $x_0^*$ , definită prin metoda anterioară, se mai ridică încă două ordonate,  $x_0'$  și  $x_0''$  de o parte și de alta a primei ordonate, la distanța de  $0,266 \Phi_c/v$  de aceasta (fig. 14.54, b). Fiecare ordonată  $x_0$  reprezintă o medie aritmetică:  $x_0 = (x_0^* + x_0' + x_0'')/3$ .

Analiza armonică a momentului  $M_A$  se efectuează astfel: forța tangențială corespunzătoare forței  $F_A$  se deduce din relația (10.42) și rezultă relația (4') din tabela 14.22. Substituind forța  $F_A$  din (10.37) în relația (4'), dezvoltînd  $(\alpha + \beta)$  și împărțind prin  $\cos \beta$ , acceptînd, în fine, aproximația  $\tan \beta \approx \sin \beta = \Lambda \sin \alpha$  rezultă expresia (4''), care dezvoltată duce la expresia (4). Știind că momentul  $M_A = T_A r$ , pe baza egalităților:  $\sin \alpha \cos \alpha = 0,5 \sin 2\alpha$ ;  $\Lambda \sin \alpha \cdot \cos 2\alpha = 0,5(\sin 3\alpha - \sin \alpha)$ ;  $0,5 \Lambda \sin 2\alpha \cos \alpha = 0,25 \Lambda (\sin 3\alpha + \sin \alpha)$ ;  $0,5 \Lambda^2 \sin 2\alpha \cos 2\alpha = 0,25 \Lambda^2 \sin 4\alpha$ , se obține relația (5). Întrucît  $\Lambda^2 \ll 1$  uneori se rețin numai primii trei termeni

și  $M_A$  sînt de  $360^\circ$ ; de aceea armonicile de ordinul  $v$  îi corespunde pulsația  $v\omega$  adică *armonici întregi*. La motoarele în patru timpi pulsația ciclului este  $\omega_c = 2\pi/\Phi_c$ ,  $\Phi_c$  fiind perioada corespunzătoare la două turații ale arborelui cotit, deci  $T_c = 2T$  sau  $\omega_c = 2\pi/2T = \omega/2$ . Dacă în relația (2) din tabela 14.22 se substituie  $\omega_c$  cu  $\omega/2$  rezultă că, raportînd pulsațiile momentului  $M_p$  la pulsația  $\omega$  a arborelui cotit ordinele armonicelor devin  $v/2$ . Întrucît este mai comod să se raporteze periodicitatea momentului  $M_p$  la viteza unghiulară a arborelui cotit, armonica fundamentală va fi (convențional) 0,5, iar șirul armonicilor va fi 0,5; 1; 1,5; 2; 2,5;... În figura 14.52 se arată primele șase armonici ale momentului  $M_p$ .

În unele lucrări [9], [14], [19], se furnizează datele necesare calculului coeficienților  $M_{pv}$  și  $\theta_v$  plecînd de la ipoteza că diagrama indicată a ciclului este reproductibilă la motoare asemenea. Ca urmare, exprimînd amplitudinea  $M_{pv}$  sub forma  $M_{pv} = (\pi D^2/4)rC_v$  (unde  $D$  este alezajul și  $r$  — raza manivelei) coeficienții  $C_v$  și  $\theta_v$  au fost calculați în funcție de presiunea medie indicată reală (fig. 14.53).

Se înțelege că aplicarea unor asemenea relații trebuie făcută cu prudență, dat fiind diversitatea legilor de variație a presiunii. O metodă simplă (de aceea și cu o precizie mai mică)

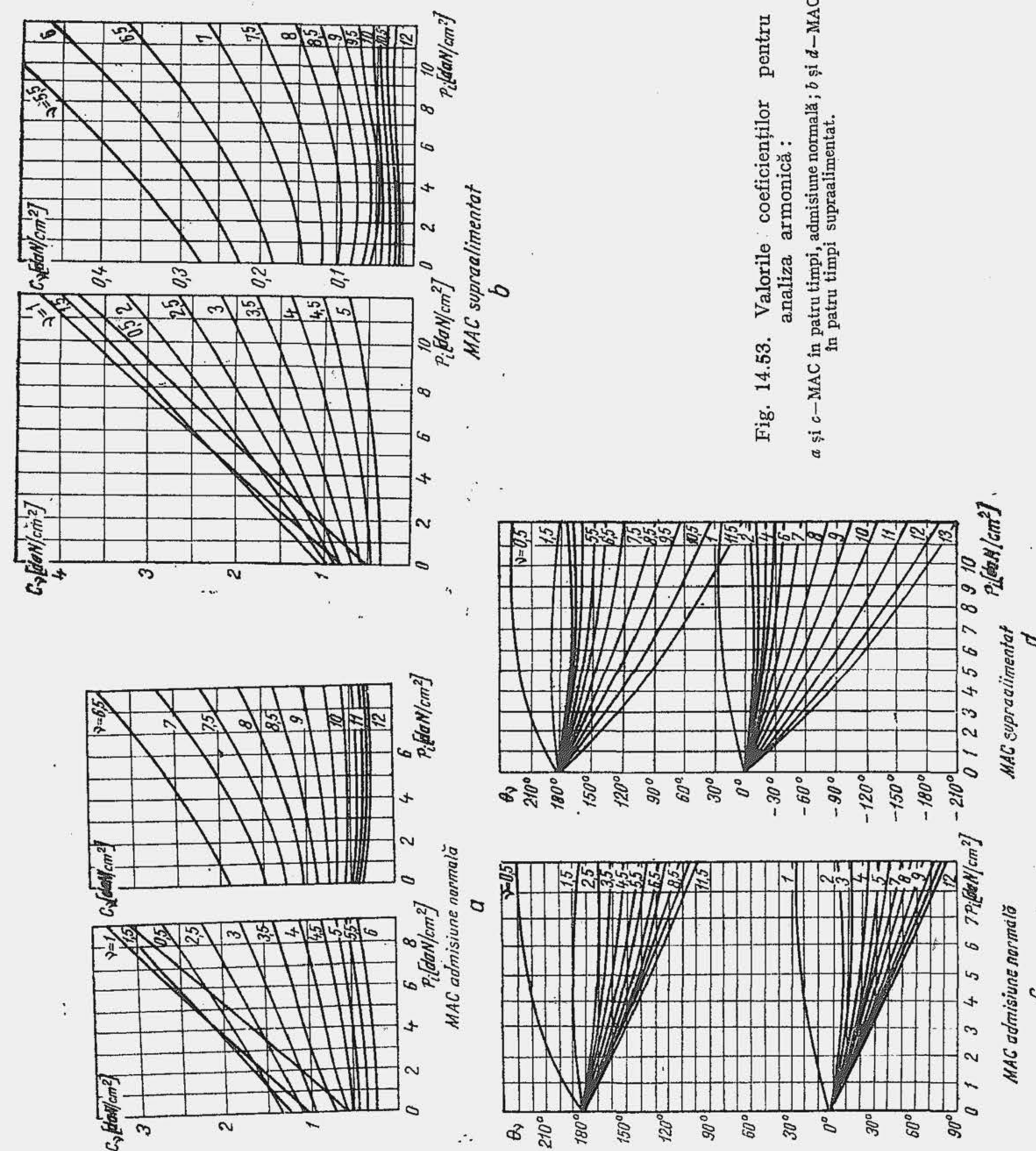


Fig. 14.53. Valorile coeficienților pentru analiza armonică:  
a și c—MAC în patru timpi, admisiune normală; b și d—MAC în patru timpi supraalimentat.



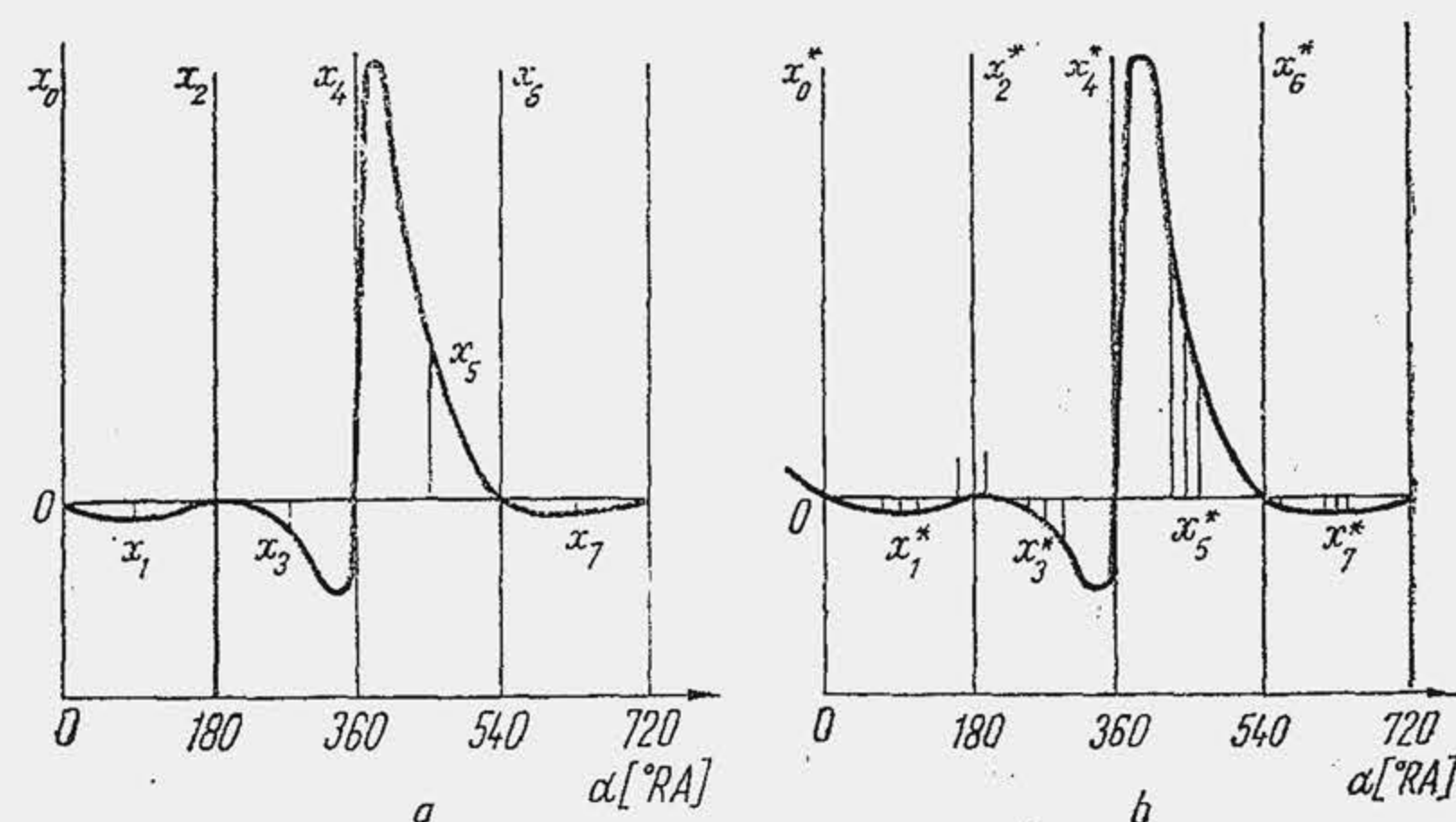


Fig. 14.54. Determinarea coeficienților pentru analiza armonică:  
a — metoda Fischer-Hinnen; b — metoda Lewis.

din relația (5). Pentru a elimina semnele din (5) se introduce faza inițială  $\psi$  și se obține expresia (6) care se scrie sub forma concentrată (7); ultima expresie cuprinde numai armonici întregi. Amplitudinea totală — relația (8) — se obține însumând geometric relațiile (2) și (7), deoarece între ele există o diferență de fază; se observă că pentru armonicile neîntregi (0,5, 1,5, 2,5...)  $M_A = 0$ , iar pentru armonicile întregi suma se efectuează numai până la  $v = 4$ . Date suplimentare privind însumarea armonicilor se găsesc în [9]. Momentul rezultat al excitației se stabilește pentru fiecare cilindru în funcție de ordinea de aprindere — relațiile (9) — decalajul dintre aprinderi fiind  $\delta_{vj}$ , adică, pentru un ordin  $v$ , de  $(j-1)$  ori decalajul unghiular dintre două aprinderi  $\Phi_c/j$ ,  $j$  reprezentând rangul aprinderii. De exemplu, pentru un motor în patru timpi cu șase cilindri cu ordinea de aprindere 1-3-5-6-2-4, aprinderea în cilindru 2 este de rangul 4 prin urmare dacă  $M_{v1}$  se aplică cilindrului 1, în cilindrul 2 lucrează  $(M_v)_{j=4}$ .

**Solicitarea arborelui cotit la rezonanță.** Mișcarea periodică a unui sistem oscilant liber se numește *amortizată* dacă sistemul cedează energie mediului exterior. Întrucât excitația unui sistem oscilant liber este nulă amplitudinea vibrației scade treptat până la anulare. Vibrația arborelui cotit este o mișcare amortizată datorită acțiunii rezistențelor interioare și exterioare. Rezistențele interioare sînt determinate de frecarea internă (histerezis) iar cele exterioare de frecările lichide sau semifluide din lagăre și cilindru. Pentru simplificarea problemei se presupune că, în toate tipurile de frecare, rezistențele sînt proporționale cu viteza (ipoteză apropiată de realitate numai în cazul frecării lichide). Ca urmare, momentul forței de frecare se poate scrie sub

forma  $M_\xi = -\xi d\varphi/d\tau = -\xi \dot{\varphi}$ , unde  $\xi$  se numește coeficient de amortizare (semnul minus arată că momentul rezistent se opune mișcării). Coeficientul  $\xi$  se determină experimental cu mare dificultate și este cuprins între 0,002...0,003 pentru MAS de automobile, 0,003...0,004 pentru MAC de automobile și 0,004...0,005 pentru MAC de tractoare. Mișcarea amortizată a sistemului oscilant din figura 14.48 este ilustrată grafic în figura 14.55. Ecuația diferențială a mișcării — relația (1) din tabela 14.23 — este de forma (3) din tabela 14.18 dar cuprinde termenul suplimentar  $M_\xi$ . Substituind expresiile momentelor  $M_\xi$  și  $M_E$  în (1) se obține relația (2) care, împărțită

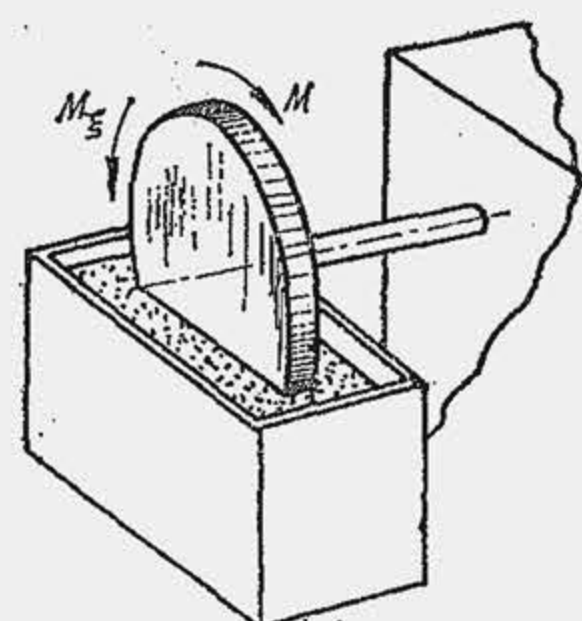


Fig. 14.55. Schema unui sistem oscilant elementar cu amortizare.

Calculul oscilațiilor amortizate (libere și forțate) ale sistemelor elastice

Mărimea caracteristică	Ecuațiile mișcării și relațiile de calcul
Ecuația diferențială a mișcării amortizate a unui disc, fixat pe un arbore încastrat la un capăt	$J \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} - M_\xi - M_E = 0 \quad (1)$
	$J \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + \xi \frac{d\varphi}{d\tau} + k\varphi = 0 \quad (2)$
	$\ddot{\varphi} + \frac{\xi}{J} \dot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = 0 \quad (2')$
	$\ddot{\varphi} + 2\omega_0 a \dot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = 0 \quad (2'')$
Soluția generală a ecuației	$\varphi_0 = e^{-\omega_0 a \tau} \Phi_0 \sin(\omega'_0 \tau + \beta_0) \quad (3)$
	$\omega'_0 = \omega_0 \sqrt{1-a^2} \quad (3')$
Ecuația diferențială a mișcării forțate cu amortizare, a unui disc	$J \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + \xi \frac{d\varphi}{d\tau} + k\varphi = M_v \sin v\omega \tau \quad (4)$
	$\ddot{\varphi} + 2\omega_0 a \dot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = \frac{M_v}{J} \sin v\omega \tau \quad (4')$
Soluția generală a ecuației	$\varphi_\Sigma = e^{-\omega_0 a \tau} \Phi_0 \sin(\omega'_0 \tau + \beta_0) - \Phi \sin(v\omega \tau - \beta_v) \quad (5)$
	$\varphi_\Sigma = \varphi_0 + \varphi \quad (5')$
Elongația mișcării forțate	$\varphi = \Phi \sin(v\omega \tau - \beta_v) \quad (6)$
	$\varphi = \varphi_s A \sin(v\omega \tau - \beta_v) \quad (6')$
Deplasarea unghiulară statică	$\varphi_s = \frac{M_v}{J\omega_0^2} = \frac{M_v}{k} \quad (7)$
Factorul de amplificare	$A = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{v\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4a^2 \left(\frac{v\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (8)$
Diferență de fază	$\beta_v = \arctg \frac{2a \frac{v\omega}{\omega_0}}{1 - \left(\frac{v\omega}{\omega_0}\right)^2} \quad (9)$
Deplasarea unghiulară statică a unui disc $\zeta$ (cot), pentru un sistem oscilant format din $j$ discuri (coturi)	$(\varphi_s)_{\gamma\zeta} = \frac{M_{v\zeta}}{J_\zeta \omega_{0\gamma}} \quad (10)$



Tabela 14.23 (continuare)

Mărimea caracteristică	Ecuatiile mișcării și relațiile de calcul
Factorul de amplificare pentru pulsația proprie de gradul $\gamma$	$A_\gamma = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\nu\omega}{\omega_{0\gamma}}\right)^2\right]^2 + 4a^2 \left(\frac{\nu\omega}{\omega_{0\gamma}}\right)^2}} \quad (11)$
Amplitudinea vibrației de gradul $\gamma$ pentru discul (cotul) $\zeta$	$\Phi_{\gamma\zeta} = A_\gamma(\varphi_s)_{\gamma\zeta} \quad (12)$
Faza inițială a oscilației de gradul $\gamma$ și ordinul $\nu$	$\delta_{\gamma\nu} = \arctg \frac{\sum_{j=1}^n \Phi_{\gamma\zeta} \sin(\delta_{\nu j})_{\zeta}}{\sum_{j=1}^n \Phi_{\gamma\zeta} \cos(\delta_{\nu j})_{\zeta}} \quad (13)$
Diferența de fază a oscilației de gradul $\gamma$ și ordinul $\nu$	$\beta_{\gamma\nu} = \arctg \frac{2a \frac{\nu\omega}{\omega_{0\gamma}}}{1 - \left(\frac{\nu\omega}{\omega_{0\gamma}}\right)^2} \quad (14)$
Funcția caracteristică a oscilației de gradul $\gamma$ și ordinul $\nu$	$T_{\gamma\nu} = M_\nu \frac{\sqrt{(\sum \Phi_{\gamma j} \cos \delta_{\nu j})^2 + (\sum \Phi_{\gamma j} \sin \delta_{\nu j})^2}}{\omega_{0\gamma}^2 \sum_{j=1}^n J_j \Phi_{\gamma j}^2} \quad (15)$
Elongația oscilației de ordinul $\nu$ a discului (cotului) $\zeta$	$\varphi_{\nu\zeta} = \sum_{j=1}^n T_{\gamma\nu} \frac{\Phi_{\gamma j} \sin(\nu\omega\tau + \delta_{\gamma\nu} - \beta_{\gamma\nu})}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\nu\omega}{\omega_{0\gamma}}\right)^2\right]^2 + 4a^2 \left(\frac{\nu\omega}{\omega_{0\gamma}}\right)^2}} \quad (16)$
Momentul de torsiune a arborelui dintre discurile (coturile) $\zeta, \zeta + 1$	$(M_{\zeta, \zeta+1})_\nu = k_{\zeta, \zeta+1} (\varphi_{\nu, \zeta+1} - \varphi_{\nu, \zeta}) \quad (17)$
Momentul de torsiune al armonicii de ordinul 1 pentru porțiunea 5,6	$(M_{5,6})_1 = k_{5,6} (\varphi_{1,6} - \varphi_{1,5}) \quad (17')$
Efortul unitar de torsiune	$\tau = (M_{\zeta, \zeta+1})_\nu / W_{pL} \quad (18)$
Turația critică de ordinul $\gamma$ și gradul $\gamma$	$(n_{cr})_{\gamma\gamma} = \frac{60n_{0\gamma}}{\nu} \quad (19)$

S-a notat:  $j$  — rangul aprinderii;  $\gamma$  — gradul pulsației;  
 $\nu$  — ordinul armonicii;  $\zeta$  — numărul de ordine al cotului.

prin momentul de inerție mecanic  $J$  ia forma (2'), unde  $\omega_0$  este pulsația proprie a sistemului. Analiza arată că dacă  $\xi < 2\omega_0 J$ , mișcarea liberă a sistemului este periodică dar se amortizează rapid (fig. 14.56, a); dacă  $\xi > 2\omega_0 J$ , mișcarea este aperiodică, adică, amortizarea este atât de intensă încât sistemul nu mai poate reveni în starea inițială, de echilibru. Valoarea  $\xi_{cr} = 2\omega_0 J$  se numește *coeficient critic de amortizare*. Raportul  $\xi/\xi_{cr} = a$  se numește *amortizare*. Cu această notație ecuația diferențială (2') trece în (2''), iar soluția ei generală este de forma (3), în care  $\omega_0$  este pulsația mișcării amortizare — relația (3') iar  $\beta_0$  — faza inițială. Pentru  $a < 1$  mișcarea este periodică, dar, din cauza termenului  $e^{-\omega_0 a \tau}$ , elongația  $\varphi$  se reduce rapid; dacă  $a > 1$  mișcarea este aperiodică  $\omega_0$  neavînd sens.

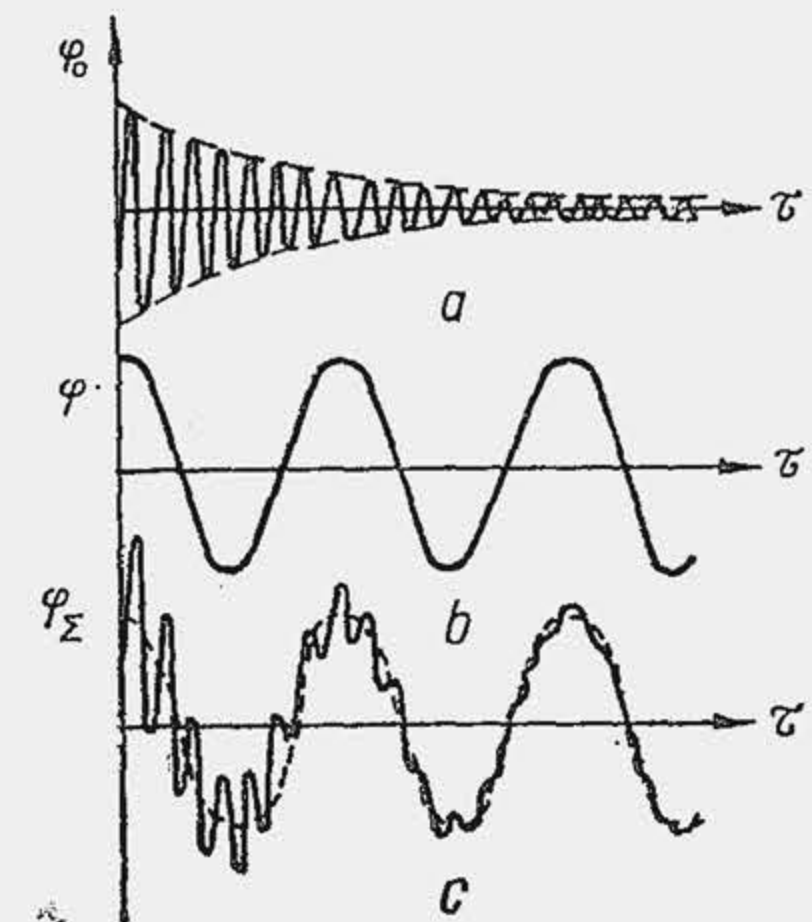


Fig. 14.56. Mișcarea amortizată a unui sistem oscilant.

Mișcarea periodică a unui sistem oscilant se numește *forțată* dacă sistemul primește succesiv, din exterior, o energie, cel puțin egală cu energia pierdută de sistem prin amortizare. Acțiunea mediului fiind periodică la rîndul ei, de pulsație  $\omega$ , poate fi exprimată sub formă armonică. Pentru o armonică de ordinul  $\nu$ , ecuația diferențială (2) se transformă în (4), momentul  $M_\nu \sin \nu\omega\tau$  (relația (9) din tabela 14.22) reprezentînd excitația sistemului. Împărțind ecuația (4) prin  $J$  se obține ecuația diferențială (4') a cărei soluție generală este de forma (5), care reprezintă suma soluțiilor particulare ale ecuației diferențiale. Se vede că elongația totală  $\varphi_\Sigma$  se poate exprima ca suma a două elongații (5'): elongația mișcării amortizate libere  $\varphi_0$  și elongația mișcării forțate  $\varphi$  (fig. 14.56, b). Întrucît  $\varphi_0$  se reduce din cauza amortizării, elongația  $\varphi_\Sigma$  devine repede egală cu  $\varphi$  (fig. 14.56, c). Elongația mișcării forțate — relația (6) din tabela 14.23 — se exprimă sub forma (6') care evidențiază că amplitudinea vibrației  $\Phi$  se poate exprima ca un produs de doi termeni în care  $\varphi_s$  reprezintă *deformația unghiulară statică* — relația (7), iar  $A$  se numește *factorul de amplificare* — relația (8). Diferența de fază este dată de relația (9). Se observă că factorul de amplificare depinde de amortizarea  $a$ . Cu cît amortizarea  $a$  este mai mare cu atît  $A$  se reduce, amplitudinea mișcării oscilatorii scade, deformațiile unghiulare sînt mai mici, vibrațiile torsionale sînt mai puțin periculoase.

Se numește *rezonanță*, mișcarea periodică forțată a unui sistem oscilant, pentru care frecvența sau frecvențele proprii sînt egale cu frecvența sau frecvențele aplicate. Întrucît frecvența diferă de pulsație printr-o constantă — relația (9) din tabela 14.18 — rezultă că un sistem oscilant intră în rezonanță cînd pulsația proprie sau pulsațiile de diferite grade este egală cu pulsația excitației sau pulsațiile de diferite ordine. Ca urmare, din relația (8) rezultă condiția de rezonanță  $\nu\omega = \omega_0$  (sistemul oscilant din fig. 14.49 are o singură pulsație). Dacă amortizarea  $a$  este nulă, rezultă că la rezonanță factorul de amplificare  $A$  devine infinit și deci amplitudinea mișcării  $\Phi = \infty$  (fig. 14.57). Se înțelege că, în acest caz, deformația unghiulară fiind infinit de mare se produce ruperea arborelui; dacă amortizarea  $a$  crește, factorul de amplificare se micșorează, amplitudinile scad și pericolul de rupere este îndepărtat. Variația factorului de amplificare  $A$  cu  $\nu\omega/\omega_0$  arată că amplitudinile cele



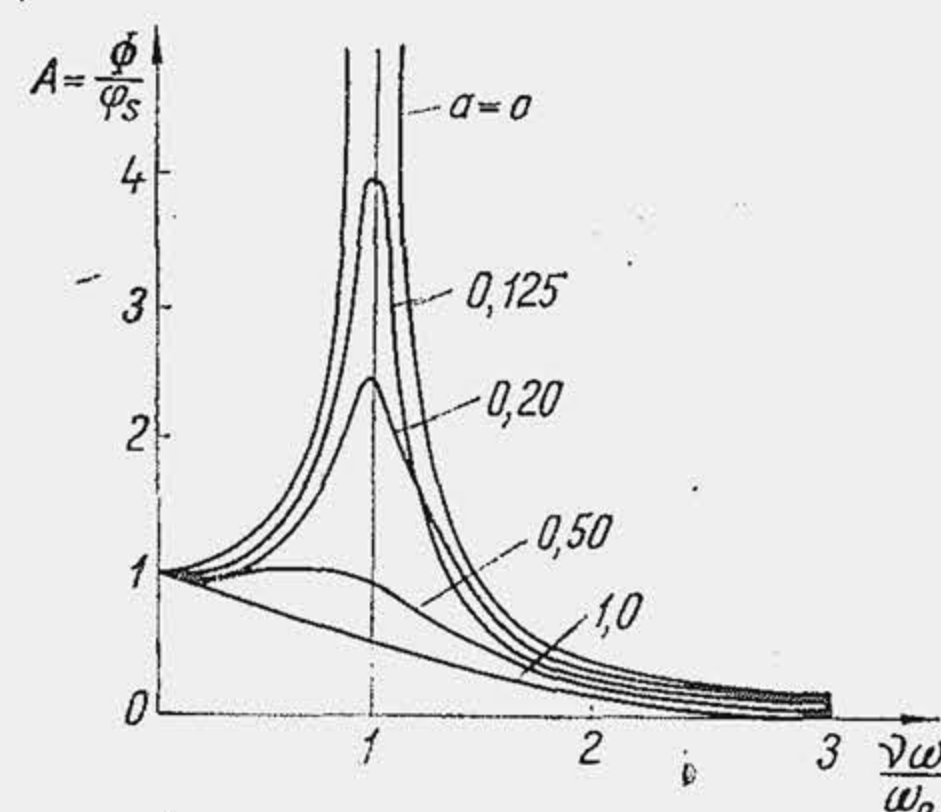


Fig. 14.57. Valoarea factorului de amplificare pentru diferite amortizări.

mai mic (amplitudinea armonicii fundamentale  $M_{0,5}$  este cea mai mare (v. fig. 14.52) și cu cât pulsația  $\omega_{0\gamma}$  este mai redusă (pulsația de gradul I este cea mai mică, adică are frecvența cea mai joasă).

Solicitarea mecanică la rezonanță se determină pentru fiecare armonică  $\nu$  a excitației, pentru fiecare grad  $\gamma$  al pulsației, pentru fiecare cot  $\zeta$  al arborelui. În principiu, notînd cu  $\delta_{\gamma\nu}$  — relația (13) — faza inițială a vibrației, de gradul  $\gamma$  și ordinul  $\nu$ ; cu  $\beta_{\gamma\nu}$  — relația (14) — diferența de fază a vibrației de același ordin și grad; cu  $T_{\gamma\nu}$  — relația (15) — funcția caracteristică a oscilației de același ordin și grad, elongația de ordinul  $\nu$  pentru discul  $\zeta$  — relația (16) — se obține însumînd elongațiile pentru diferite grade ale pulsației. Dat fiind diferențele de fază, dispoziția coturilor în stelaj și ordinea de aprindere, însumarea se face de obicei pe cale vectorială, date concrete fiind prezentate în lucrările [2], [9], [12], [18], [19]. Cu relația (16) se determină momentul de torsiune al armonicii de ordinul  $\nu$  pentru porțiunea de arbore dintre discurile  $\zeta$ ,  $\zeta + 1$  — relația (17) sau (17') pentru exemplul considerat — și se trece apoi la calculul eforturilor unitare de răsucire pentru fiecare fus palier sau maneton — (relația (18)). Efortul unitar  $\tau$  se compară cu efortul unitar admisibil  $\tau_a$ , definit de unele norme [19] astfel:  $\tau_a = \tau_r/25$  pentru oțel și  $\tau_a = \tau_{-1}/6$  pentru fontă. Se admite că amplitudinea limită a deformațiilor unghiulare ale arborelui cotit pentru regimul continuu de funcționare nu trebuie să depășească 1.

**Stabilirea regimurilor de rezonanță.** Dat fiind dificultățile de evaluare a eforturilor unitare la vibrații este util să se precizeze inițial regimurile de turație ale motorului la care se produce rezonanța precum și ordinul armonicilor și gradul pulsațiilor de rezonanță știind că pulsațiile și armonicile superioare sînt mai puțin periculoase. Condiția de rezonanță se exprimă prin relația generală  $\nu\omega = \omega_{0\gamma}$ . Dacă se notează  $\nu\omega = \Omega_\nu$  — pulsația excitației de ordinul  $\nu$  rezultă că la rezonanță  $\Omega_\nu = \omega_{0\gamma}$ , egalitate care poate avea loc pentru diverse armonici  $\nu$  și grade de pulsație  $\gamma$ . Întrucît  $\omega = \pi n/30$  rezultă că pulsația excitației de ordinul  $\nu$  variază liniar cu turația (fig. 14.58, a); pulsația proprie este independentă de turație și se reprezintă prin drepte paralele la axa abscisei. Punctele de intersecție ( $\omega_{0\gamma} = \Omega_\nu$ ) dau condiția de rezonanță. Turația la care se realizează această condiție se numește *turația critică*. Dacă se transcrie relația (9) din tabela 14.18 pentru pulsații de diferite grade se obține  $\omega_{0\gamma} = 6,3 n_{0\gamma}$  unde  $n_{0\gamma}$  este frecvența proprie pentru vibrația de gradul  $\gamma$ . Pe de altă parte  $\Omega_\nu = (\pi n/30)\nu$ , astfel încît, egalînd cele două pulsații se obține turația critică de ordinul  $\nu$  și grad  $\gamma$  — relația (19) din tabela 14.23. Spectrul vibrațiilor de gradul I al diferitelor armonice se arată în figura (14.58, b). Se observă că amplitudinea este cu atît mai mare

mai mari ale vibrației se obțin în regim de rezonanță, de aceea, calculul eforturilor unitare se efectuează pentru acest regim.

Dacă sistemul oscilant este un arbore echivalent cu mai multe discuri, pulsațiile proprii sînt de diferite grade  $\gamma$ , astfel încît pentru un disc (cot) cu numărul de ordine  $\zeta$ , rezultă săgeata statică ( $\phi_s$ ),  $\gamma\zeta$  relația (10) și amplificarea  $A_\gamma$ , relația (11). Amplitudinea vibrației de gradul  $\gamma$  pentru discul  $\zeta$  este dată de relația (12). Relația (10) arată că săgeata statică  $\phi_s$ , deci implicit și amplitudinea vibrației, este cu atît mai mare cu cît ordinul armonicii este

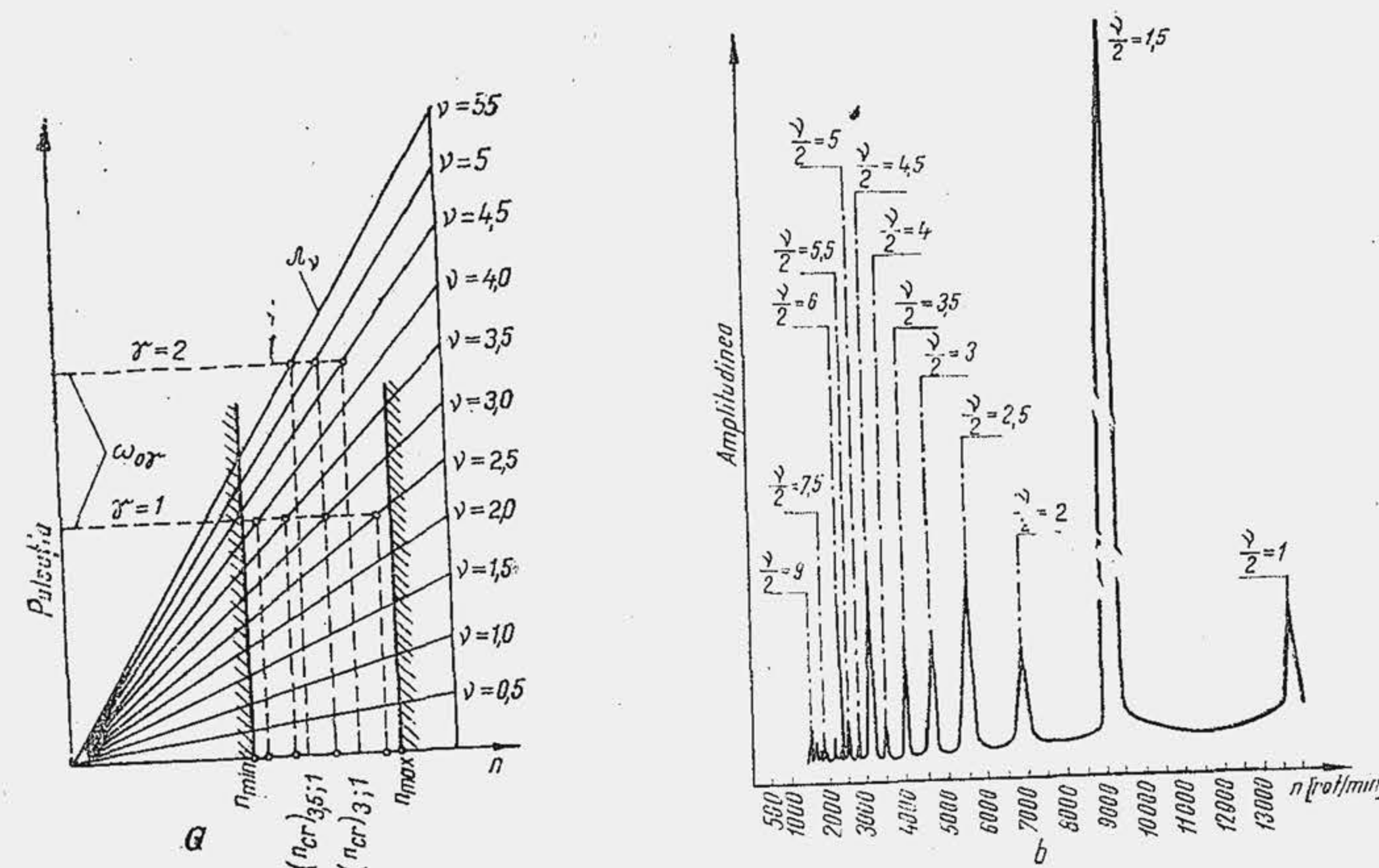


Fig. 14.58. Diagrama pulsație-turație pentru determinarea turației critice (a) și spectrul vibrațiilor de gradul I (b).

cu cît ordinul armonicii este mai mic, dar rezonanța pentru armonicile de ordin inferior se produce la turații care depășesc cu mult turația maximă a motorului ( $n_{max} \approx 2000$  rot/min). Figura 14.6 ilustrează modificarea amplitudinilor vibrațiilor torsionale de gradul I pentru cîteva armonici superioare, odată cu evoluția arborelui cotit al motorului de automobil.

**Atenuarea efectelor vibrațiilor de torsiune.** Vibrațiile torsionale ale arborelui cotit nu se pot elimina; efectul lor poate fi atenuat. În acest scop la proiectare se urmărește în primul rînd evitarea turațiilor critice periculoase. Dacă acest deziderat nu se poate realiza proiectantul urmărește să deplaseze turația critică  $n_{cr}$  (fig. 14.59) din domeniul turațiilor utilizabile ( $n_{min} - n_{max}$ ) fie prin reducerea ei ( $n'_{cr} < n_{min}$ ) fie prin mărirea ei ( $n''_{cr} > n_{max}$ ). A doua soluție este mai convenabilă deoarece nu implică trecerea arborelui cotit prin turația critică după fiecare pornire. Întrucît pulsația armonicii fundamentale ( $0,5\omega$ ) este dată, proiectantul poate modifica pulsația proprie a vibrațiilor,  $\omega_0$ . Se obține  $\omega'_0 > \omega_0$  și  $n'_{cr} > n_{max}$  prin mărirea rigidității  $k$  a arborelui cotit sau prin reducerea momentului de inerție mecanic  $J$  al maselor în mișcare. Se explică astfel soluțiile constructive ale mecanismului motor la MAS cu turații înalte (pistoane și biele ușoare, fusuri manetoane găurite, mase de echilibrare eliminate, distanțe reduse de la centrul de masă al masei de echilibrare la axa de rotație, fusuri paliere cu diametru mare, arbore de lungime redusă, material cu modul de elasticitate transversală ridicat). Se înțelege

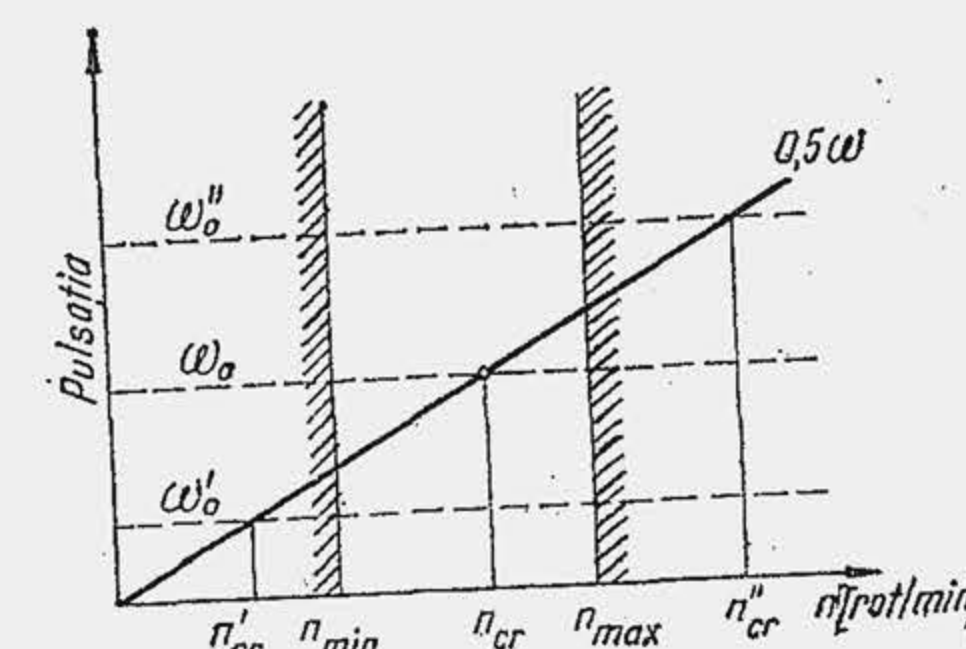


Fig. 14.59. Influența pulsației proprii asupra turației critice.



că acționând în sens invers se obține  $\omega'_0 < \omega_0$  și  $n'_{cr} < n_{min}$ . La motoarele în linie, în patru timpi, cu număr par de cilindri și arbore cu plan central de simetrie, se pot crea domenii lipsite de rezonanță, fără modificarea stelajului, adoptând o asemenea ordine de aprindere încât seria de cifre impare să crească progresiv iar seria de cifre pare să descrească progresiv. De exemplu, pentru un motor cu 6 cilindri o asemenea ordine de aprindere este 1—3—5—6—4—2. Dacă soluțiile enumerate nu dau satisfacție se folosesc dispozitive speciale pentru amortizarea vibrațiilor, numite *amortizoare de vibrații*.

Amortizoarele de vibrații se grupează în două mari clase: amortizoare cu frecare sau cu disipare de energie și amortizoare dinamice sau fără disipare de energie. În principiu, un amortizor cu frecare este alcătuit din trei elemente: unul dintre ele — elementul primar — se fixează pe arborele cotit: al doilea dintre ele — elementul inerțial — este liber pe arbore și are o masă importantă; al treilea element — elementul de cuplare — stabilește legătura dintre primele două prin intermediul forțelor de frecare. În timpul funcționării, elementul primar se rotește cu arborele cotit; mișcarea lui se transmite prin elementul de cuplare elementului inerțial. Dacă arborele cotit nu vibrează, viteza unghiulară a elementului inerțial este aceeași cu a elementului primar. Datorită vibrațiilor, între cele două elemente apare o mișcare relativă, întrucât elementul inerțial tinde să-și păstreze mișcarea uniformă de rotație. Elementul de cuplare, prin intermediul forțelor de frecare (interioare sau exterioare), limitează mișcarea. Astfel, energia deformațiilor de răsucire a arborelui este preluată de elementul de cuplare și disipată în mediul ambiant sub formă de căldură. Amortizorul se plasează pe acea porțiune a arborelui cotit care are amplitudinea maximă a vibrațiilor, de obicei partea frontală a arborelui cotit (pentru simplificare se poate presupune arborele cotit încastrat în volant).

În figura (14.60, a) se arată un amortizor cu frecare exterioară. Discurile 1, fixate pe arbore prin pană, alcătuiesc elementul primar; discurile (volanții) 2, libere pe arbore, alcătuiesc elementul secundar; discurile 2 se cuplează cu discurile 1 prin intermediul discurilor de fricțiune 3 (elemen-

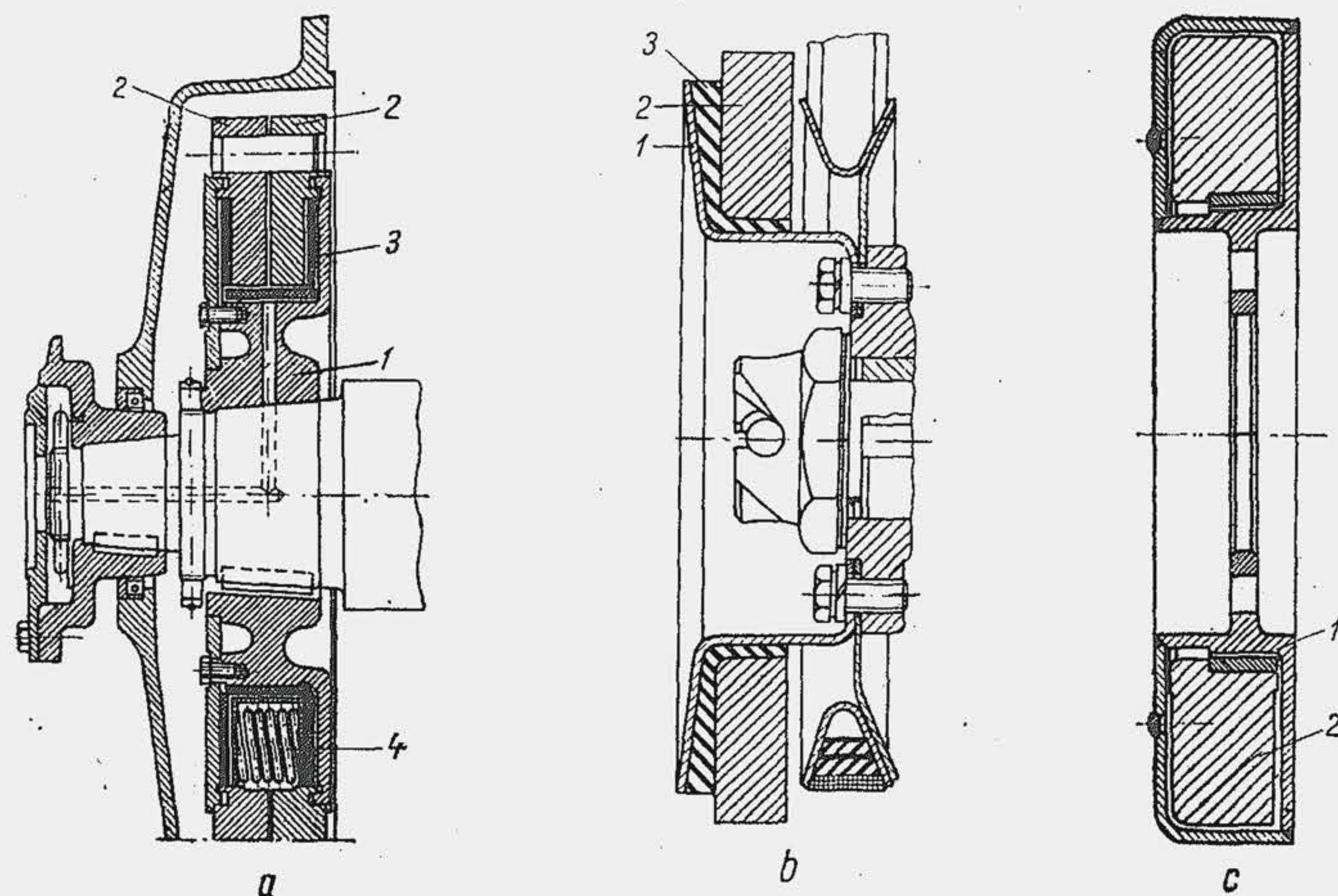
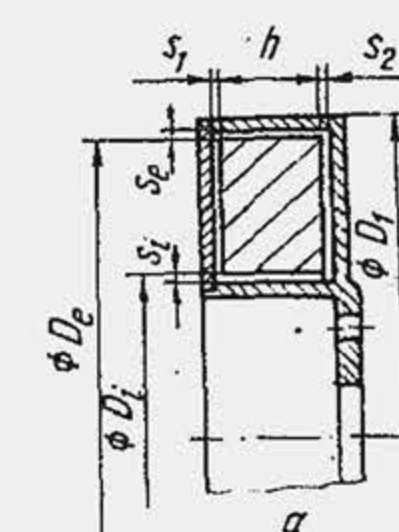


Fig. 14.60. Tipuri de amortizoare pentru vibrații torsionale.

tul de cuplare) cu ajutorul arcurilor 4 dispuse periferic. În (b) se arată un amortizor cu frecare interioară; elementul inerțial 2 primește mișcarea de la elementul primar 1, prin elementul de cuplare 3, confecționat din cauciuc. Din cauza mișcării relative dintre elementul primar și cel inerțial, cauciucul se deformează consumând energie pentru frecările interne, prin histerezis. În (c) se prezintă un amortizor cu frecare lichidă, care se răspindește în ultimul timp datorită eficienței și durabilității ridicate. Motorul diesel D 2156 fabricat în România are un asemenea amortizor. În carcasa 1 care este elementul primar și se fixează pe arborele cotit se introduce volantul 2 — elementul inerțial, astfel încât jocul dintre carcasă și volant să fie minim; elementul de cuplare este uleiul siliconic cu viscozitate mare (100 000 cst). Carcasa se închide etanș. Mișcarea relativă dintre carcasă și disc este frinată de forțele de frecare viscoase. Dimensiunile caracteristice ale elementului inerțial al unui amortizor cu frecare viscoasă în funcție de cursa  $S$  se arată în figura (14.61, a). Limitele inferioare se referă la motoarele cu 4 și 6 cilindri, cele superioare la motoarele cu 8, 12 și 16 cilindri. Amortizorul se proiectează numai pentru frecvența de rezonanță: efectul amortizorului la alte frecvențe este practic neinteresant (v. fig. 14.57). Influența amortizorului cu silicon asupra amplitudinilor maxime și eforturilor unitare de torsiune, pentru două motoare diesel diferite se arată în figurile (b) și (c).



$$\begin{aligned} D_e &= (1,60 \dots 2,30) S \\ D_i &= (0,95 \dots 1,50) S \\ h &= (0,15 \dots 0,28) S \end{aligned}$$

130  
2  
260

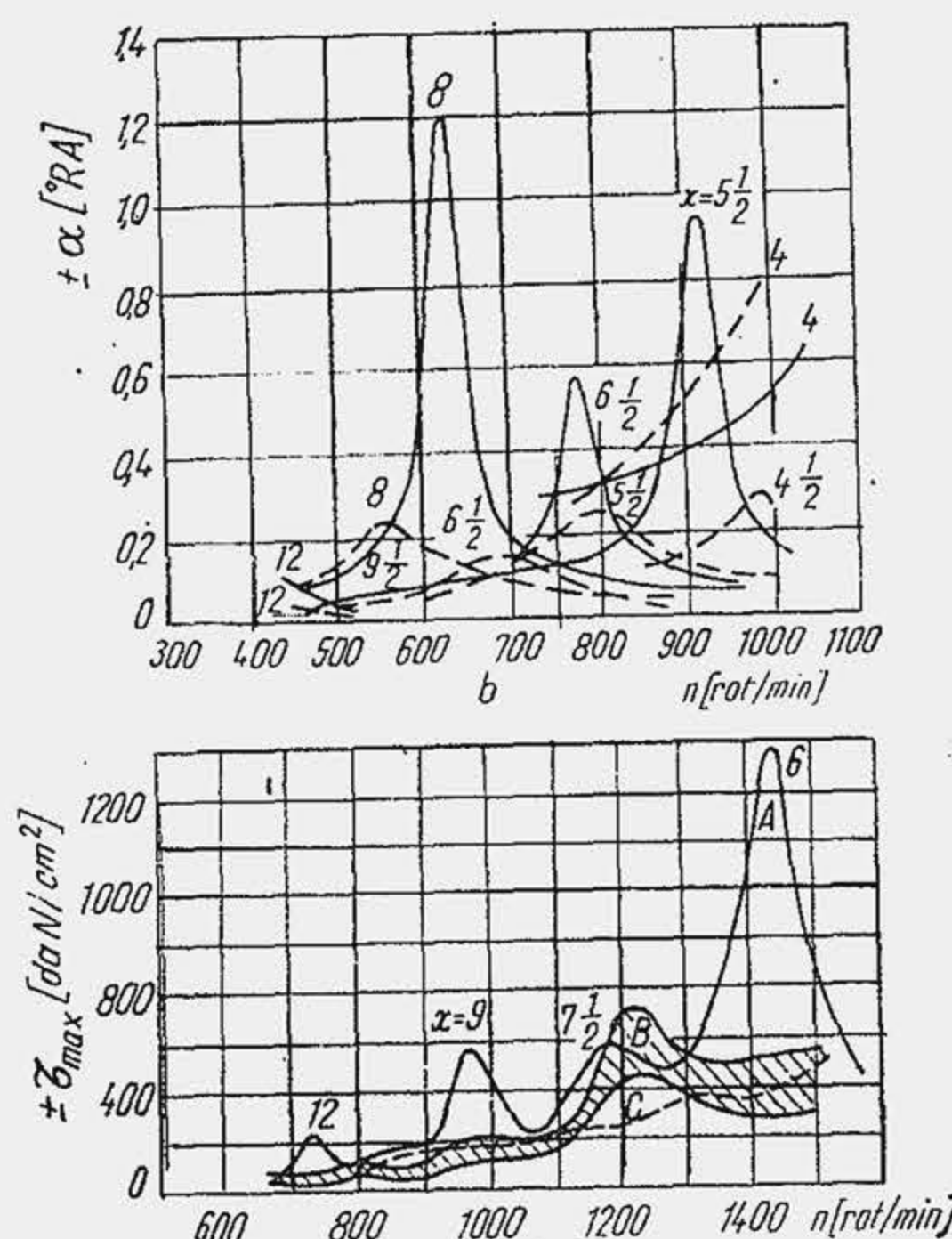


Fig. 14.61. Dimensiunile amortizorului cu frecare viscoasă (a) și influența acestuia asupra parametrilor vibrației (b și c). A — fără amortizor; B — amortizor cu silicon; C — amortizor cu cauciuc.

## 14.5. PRECIZIA FABRICAȚIEI

Rugozitatea fusurilor se stabilește din condițiile de uzură, de ungere și de cost. Reducere rugozității are ca efect creșterea capacității portante a peliculei de ulei (v. par. 19.5), dar antrenează cheltuieli suplimentare de fabricație. Rugozitatea fusurilor arborelui cotit nu trebuie să fie mai mare decât  $0,4 \mu m$  la MAS de turisme și  $0,8 \mu m$  la MAS și MAC de autocamioane și tractoare. Ovalitatea fusurilor nu trebuie să depășească  $0,02 mm$ , iar conicitatea la  $100 mm$ ,  $0,02 \dots 0,03 mm$  (la motorul Saviem 797, fabricat în România, se prescriu o ovalitate și conicitate maxime de  $0,02 mm$ ; la motorul MAN—D2156 HMN, fabricat în România, se prescrie o valoare maximă de  $0,01 mm$ ). Abaterea de la paralelism nu trebuie să depășească  $0,02 \dots 0,03 mm$  pe o lungime de  $100 mm$ .



## BIBLIOGRAFIE

1. Bussien. *Automobiltechnisches Handbuch*. Berlin. B. I., 1965.
2. Buzdugan, Gh., Fetcu, L., Radeş, M. *Vibrațiile sistemelor mecanice*. București. Edit. Academiei Republicii Socialiste România, 1975.
3. Buzdugan, Gh., Mihăilescu, E., Radeş, M. *Măsurarea vibrațiilor*. București. Edit. Academiei Republicii Socialiste România, 1979.
4. Ciliberto, G., Macitta, R. *Equilibrage d'un série des moteurs ferroviaires à régime de rotation élevé*. P. 11—8. Int. Comb. Eng. Conf. Bucharest, 1967.
5. Ciaclov, D. *Mecanica rupei materialelor*. București. Edit. Academiei Republicii Socialiste România, 1977.
6. Kritzer, R. *Zur Berechnung der Formzahlen von Kurbelwellen*. M. T. Z., 12, 1962.
7. Leikin, A. S. *Koncentrația napriajenii v galteliah kolenciatih valov*. Vestnic Maşinostroenia, 5, 1960.
8. Némec, K. J. *Teoretische und Experimentelle Forschung der Visk.* P. 11—13. Inst. Comb. Eng. Conf. Bucharest, 1967.
9. Ponomariov, S. D. ș. a. *Calculul de rezistență în construcția de mașini*. Vol. 3. București. Edit. tehnică, 1964.
10. Popa, B. ș. a. *Arbori cotiți*. București. Editura tehnică, 1964.
11. Rădoi, M., Deciu, E., Voiculescu, D. *Elemente de vibrații mecanice*. București. Edit. tehnică, 1973.
12. Ripianu, A., Crăciun, I. *Oșii, arbori drepti și arbori cotiți*. București. Edit. tehnică, 1977.
13. Schmidt, F. *Beanspruchung und Festigkeit von grösseren Kurbelwellen*. M.T.Z., 2, 1967.
14. Terskih, V. P. *Rasciot krutlnih kolebanii silovih ustanovok*. Tom. 1...3. Moskva. Maşghiz, 1953.
15. Theocaris, P. S. ș. a. *Analiza experimentală a tensiunilor*. București. Edit. Academiei Republicii Socialiste România, 1979.
16. Timoshenko, S. *Théorie des vibrations*. Paris-Liège. Béranger, 1974.
17. Vihert, M. M. ș. a. *Konstrukția i rasciot avtotraktornih dvigatelei*. Moskva. Maşinostroenie, 1964.
18. Wilson, W. Ker. *Practical solution of torsional vibration problems*. Vol. 1. 2. New-York, John Wiley & Sons Inc., 1963.
19. \*\*\* *Șocuri și vibrații*. Vol. 1...3. Red. Harris, C. M., Crede, C. E. București. Edit. tehnică, 1968—1969.

15.

## PĂRȚILE FIXE ALE MECANISMULUI MOTOR

### 15.1. CARCASA MOTORULUI

Prin carcasa motorului se înțelege partea mecanismului motor în care se amplasează pistonul, biela, arborele cotit și parțial sau integral unele sisteme auxiliare; pe carcasă se fixează chiulasa. Prin carcasă, motorul se fixează pe șasiul autovehiculului. Carcasa constituie structura motorului, de aceea ea determină organizarea generală a acestuia și intervine cu o pondere însemnată în determinarea gabaritului, masei, costului și durabilității motorului. Carcasa cuprinde două părți: cilindrii și carterul.

**Cilindrul** este organul în interiorul căruia se deplasează pistonul și evoluează fluidul motor. La motoarele policilindrice răcite cu aer cilindrul este un organ independent (fig. 15.1, a). Motoarele de autovehicule răcite cu lichid se confecționau mai demult cu cilindri independenți. Odată cu progresele realizate în tehnologia turnării s-a trecut la confecționarea cilindrilor într-un bloc comun — blocul de cilindri (b) — ceea ce reduce lungimea motorului, masa, costul fabricației (blocurile de cilindri se execută pe mașini-unelte speciale care prelucrează simultan, cu mare precizie, mai multe găuri și mai multe suprafețe de reazem), costul montajului și sporește rigiditatea construcției.

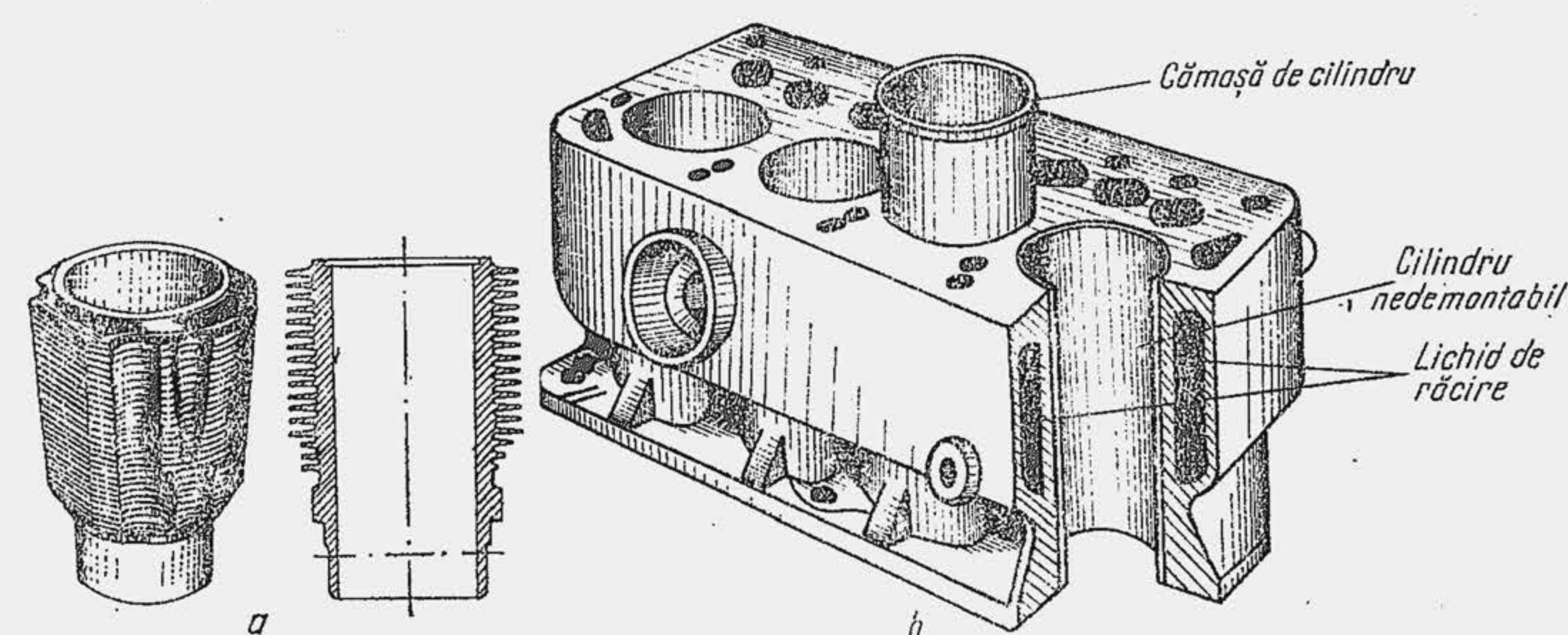


Fig. 15.1. Cilindrul unui motor răcit cu aer (a) și blocul de cilindri al unui motor răcit cu apă (b)



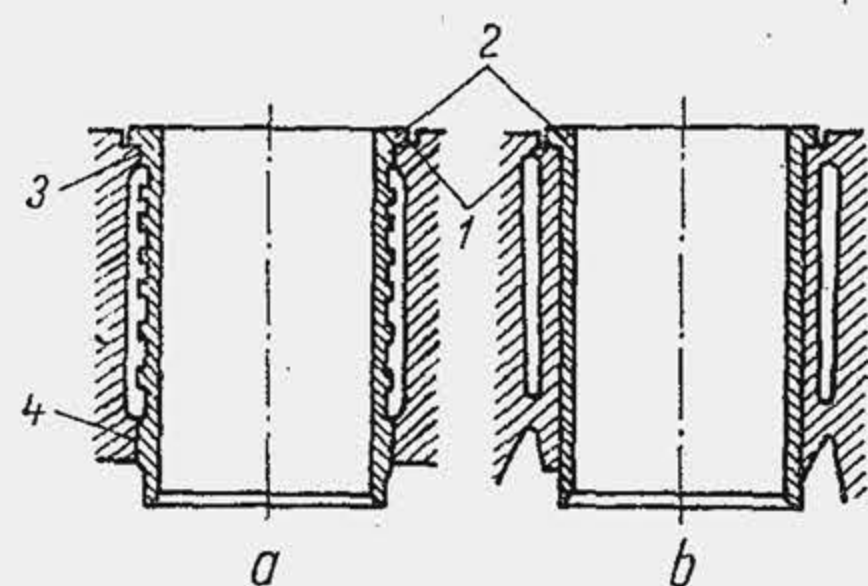


Fig. 15.2. Cămașă de cilindru umedă (a) și uscată (b).

(fig. 15.2, a) și uscat când se montează cu strângere în locul cilindric din bloc. Blocul cu cilindri demontabili prezintă mai multe avantaje: 1) confecționarea cilindrilor demontabili dintr-un material de calitate superioară, cu rezistență înaltă la uzură și utilizarea unui material mai ieftin pentru bloc; 2) simplificarea turnării blocului de cilindri și reducerea rebuturilor; 3) menținerea în serviciu a blocului de cilindri și în cazul uzurii sau defectării unui singur cilindru; 4) reducerea tensiunilor termice ale cilindrului întrucât nu este îngreunată dilatarea lui pe direcția axială; 5) înlocuirea ușoară, în exploatare, a cilindrilor demontabili uzați. Soluția este dezavantajoasă în cazul producției de masă (caracteristică pentru motoarele de autoturisme) și uneori în cazul producției de serie mare (motoarele pentru autocamioane mici și mijlocii) deoarece se complică tehnologia prelucrării mecanice și montajul. Blocul cu cilindri nedemontabili are costul fabricației și montajului mai redus, în schimb, are o construcție mai complicată care înlesnește apariția unor tensiuni interne, după turnare, datorită vitezelor diferite și duratelor inegale de răcire a pereților interiori și exteriori. În plus, în timpul funcționării apar tensiuni termice mai mari datorită gradientului de temperatură axial și radial. La alezaje mici, datorită grosimii reduse a pereților, deformările și tensiunile termice sau de turnare nu sînt practic interesante și ca urmare, la motoarele de autoturisme, și adeseori la acelea de autocamioane mici și mijlocii (1...3 tone) se utilizează blocul cu cilindri nedemontabili; la motoarele de autobuze și autocamioane de tonaj greu se utilizează mai ales blocul cu cilindri demontabili. În general, la alezaje de peste 120...140 mm trebuie să se folosească numai soluția cu cilindri demontabili. Utilizarea cilindrului demontabil de tip uscat, mărește rigiditatea întregului bloc de cilindri, ceea ce este esențial pentru durabilitatea mecanismului motor. Soluția se utilizează la motoarele de putere mijlocie; la motoarele de mare putere de autovehicule s-a răspândit cilindrul demontabil umed întrucât transmite mai bine căldura la lichidul de răcire iar blocul de cilindri se toarnă mai ușor ceea ce este esențial la creșterea dimensiunilor lui. Lungimea cilindrilor demontabili se determină astfel încît mantaua pistonului să nu depășească marginea inferioară a cilindrului cu mai mult de 10...15 mm.

Cînd se utilizează cilindrul demontabil se prevede în blocul cilindrilor un locaș inelar 1 în care se sprijină flanșa 2 a cilindrului (fig. 15.2), care dezvoltă pe suprafața de reazem o presiune de cel mult 38...42 daN/mm<sup>2</sup>, cînd blocul este din fontă și 14...18 daN/mm<sup>2</sup>, cînd blocul este din aluminiu. Înălțimea flanșei nu depășește 0,1 D. Cilindrul demontabil de tip uscat se introduce prin presare, dar, în unele cazuri, se montează cu joc ( $\approx 0,05$  mm) pentru a limita tensiunile termice, întrucît, în funcționare, locașul cilindric din blocul-carter udat de lichidul de răcire, se dilată mai puțin. În cazul cilin-

La motoarele răcite cu lichid, cilindrul este de două feluri: 1) nedemontabil sau monobloc, cînd face corp comun cu blocul; 2) demontabil sau independent. Suprafața interioară a cilindrului, pe care alunecă pistonul și segmentii se numește oglinda cilindrului. Suprafața exterioară a cilindrului este udată de fluidul de răcire (aer sau apă). Cilindrul demontabil este de două feluri: umed și uscat. Cilindrul demontabil se numește umed, cînd este udat la exterior de lichidul de răcire

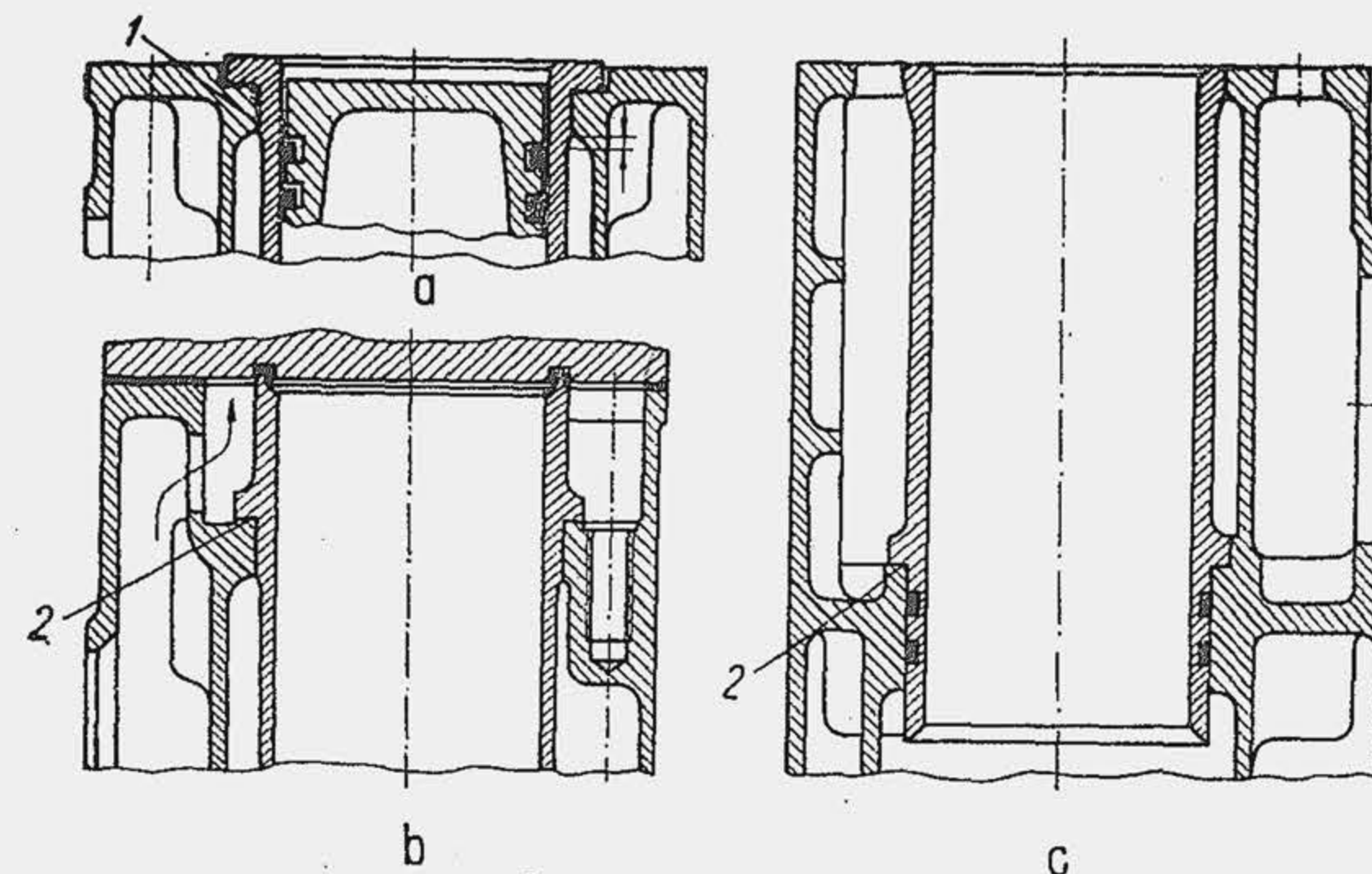


Fig. 15.3. Poziția reazemului cămășii de cilindru de tip umed.

drului demontabil de tip umed se prevăd în bloc două brîuri de centrare 3 și 4, unul la partea superioară și unul la partea inferioară, care limitează totodată deformarea și vibrația cilindrului. Pentru a ușura transferul de căldură de la segmenti la lichidul de răcire se cere ca la  $p_{mi}$ , segmentul de foc să nu depășească zona din cilindru, udată la exterior de lichidul de răcire (fig. 15.3, a); acest deziderat este satisfăcut prin limitarea înălțimii brîului superior de centrare 1. Din același motiv suprafața de reazem 2 a cilindrului demontabil se coboară față de marginea superioară a blocului-carter (b și c) ceea ce asigură o temperatură mai mică cilindrului demontabil și segmentilor. Pe această cale se ameliorează în plus deformarea cilindrului demontabil, deoarece partea superioară, care se încălzește mai intens, se poate dilata liber și e răcită mai bine. Spațiul de răcire dintre cilindri trebuie redus la minimum (fig. 15.4) pentru a reduce lungimea motorului. Cînd este eliminat complet (a) zona de tangentă e încălzită mai intens. Soluția (d) este la extremitatea opusă: asigură o răcire mai uniformă dar mărește lungimea motorului.

Cilindrul demontabil de tip umed ridică o problemă specifică: etanșarea spațiului prin care circulă lichidul de răcire. Ea se soluționează utilizînd inele de cauciuc montate în diferite variante (fig. 15.5). Cilindrul demontabil de tip umed se montează cu un joc mic în brîul inferior, pentru a-i permite dilatarea pe direcția axială. În figura 15.6 se arată cilindrul demontabil de tip umed, al motoarelor SR 211 (a) și D-103 (b).

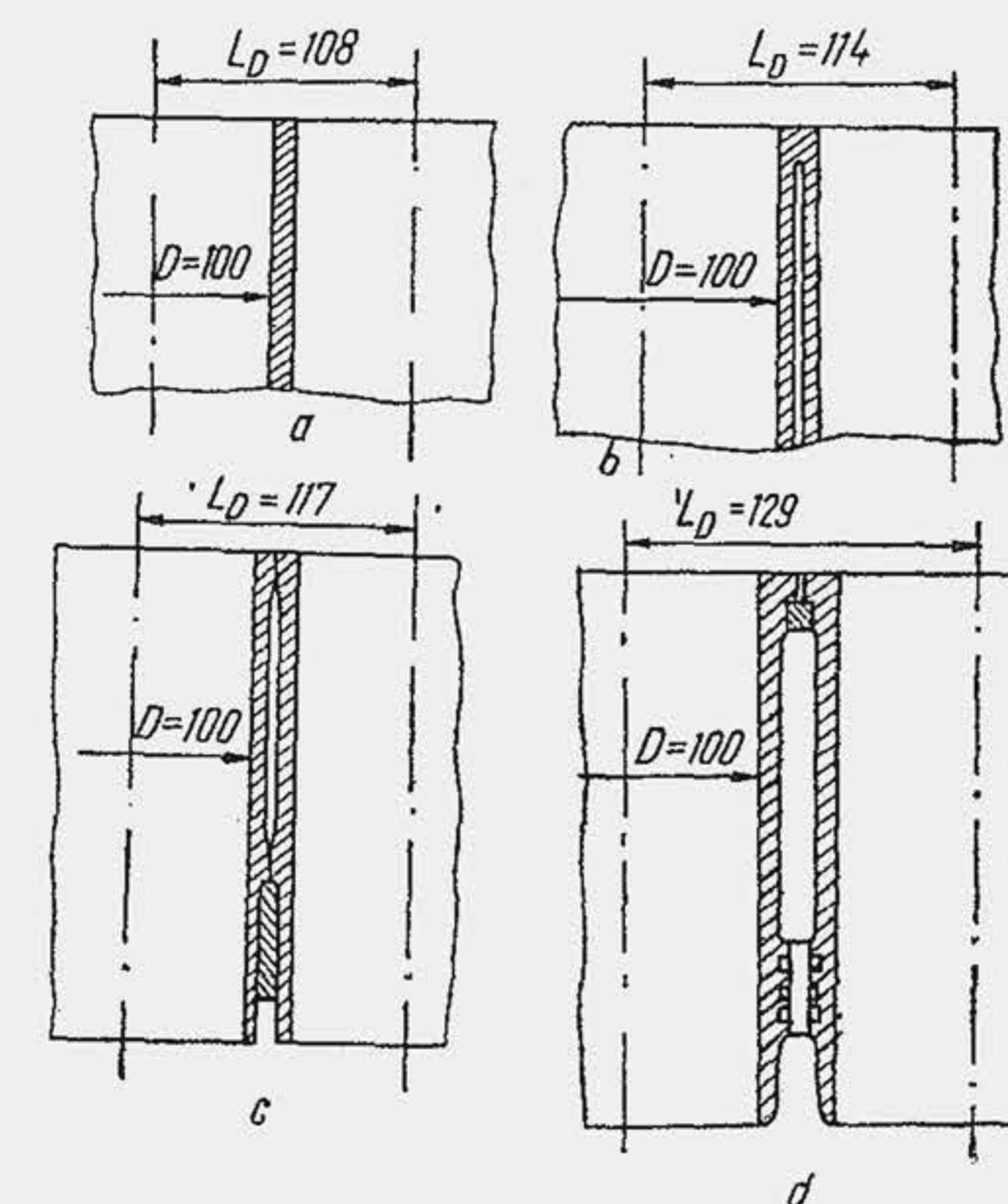


Fig. 15.4. Modalități de reducere a distanței dintre cilindri.



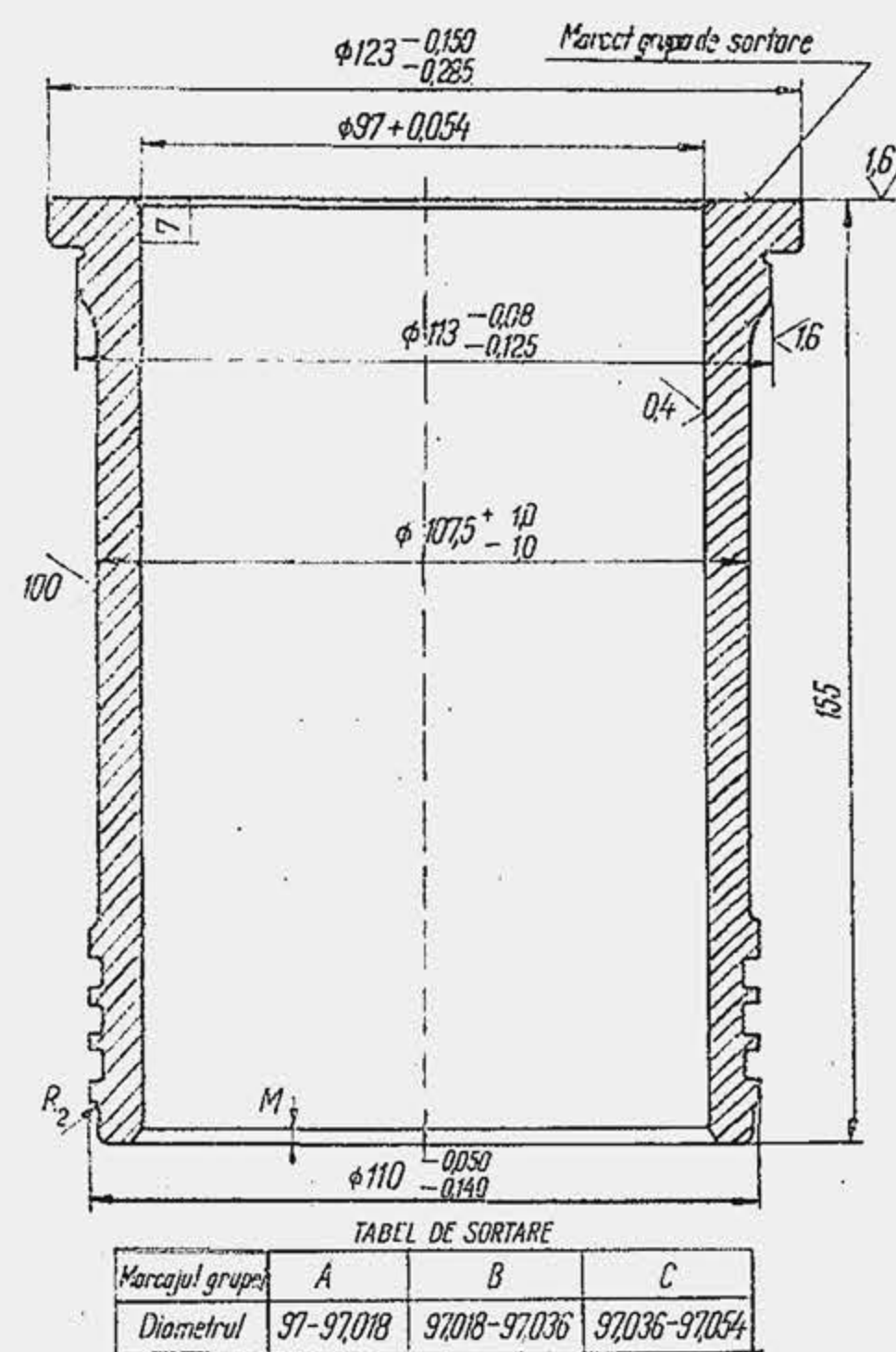


Fig. 15.5. Procedee de etanșare la lichid a cămășilor de cilindru.

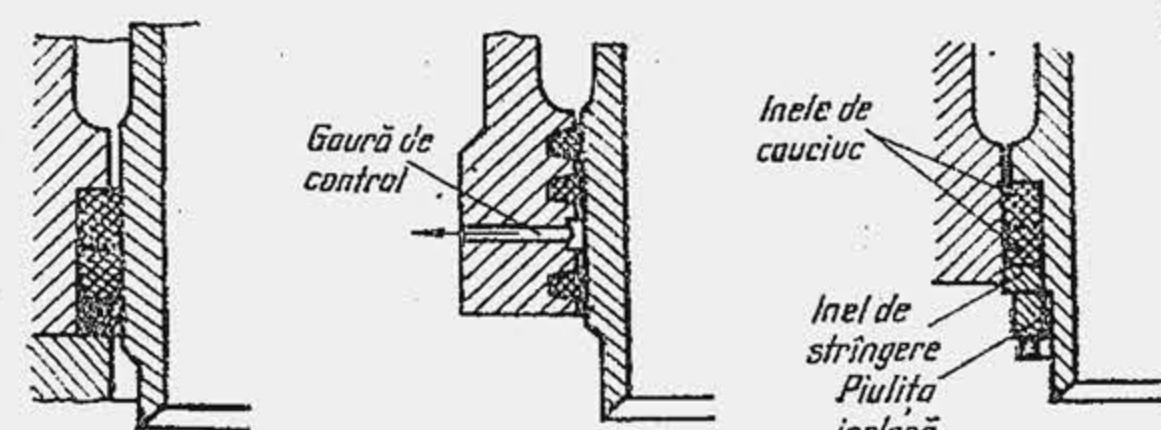
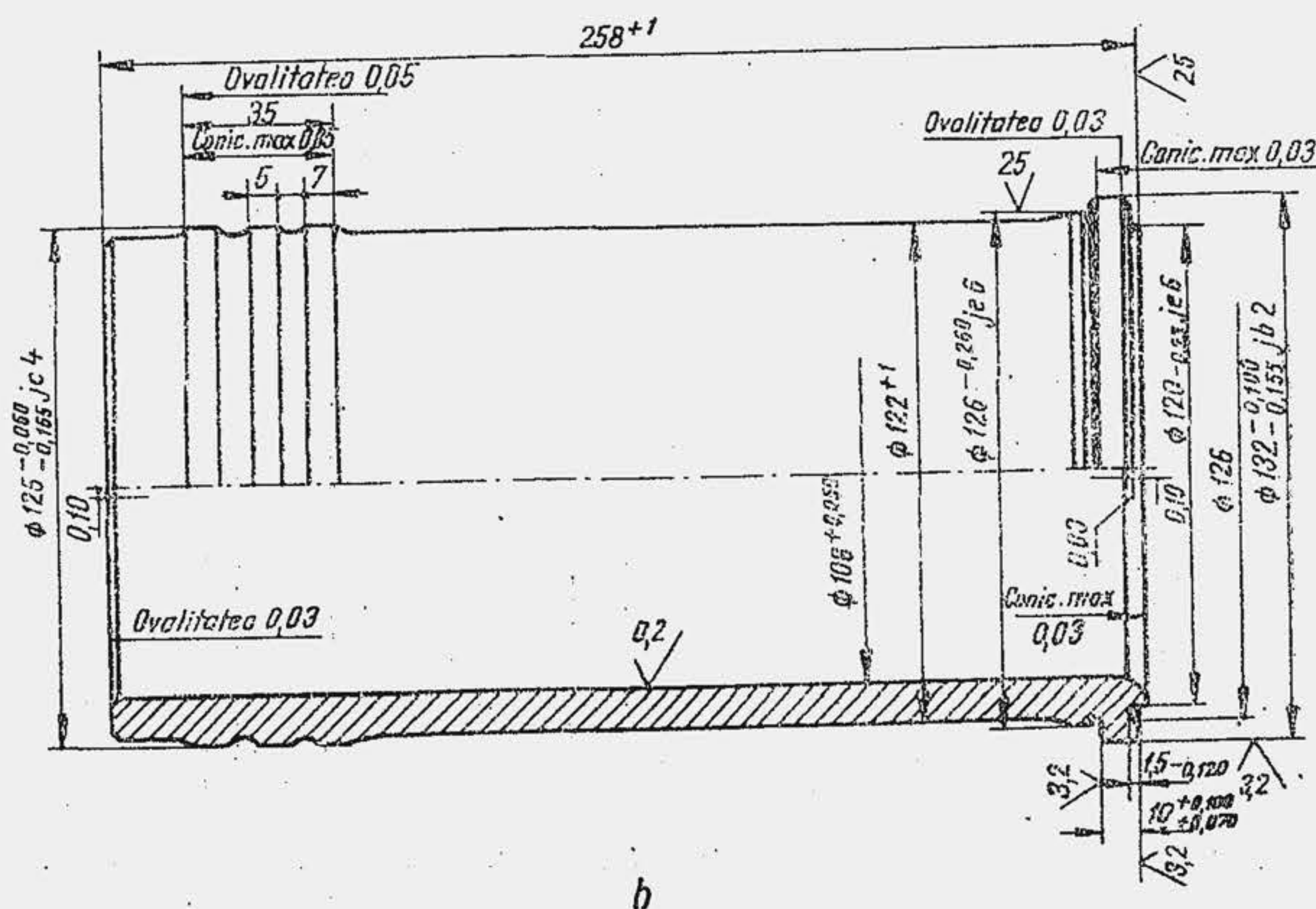


Fig. 15.6. Cămășile de cilindru de tip umed ale motoarelor SR-211 (a) și D-103 (b).

CONDIȚII TEHNICE

- 1 Durețate 210-260 HB
- 2 Cămășile se sortează după cofa minimă a alezajului, măsurată la 7mm de la marginea superioară, în 3 grupe, conform tabelului
- 3 Ovalitatea alezajului maxim 0.013mm
- 4 Conicitatea alezajului maxim 0.018mm



b

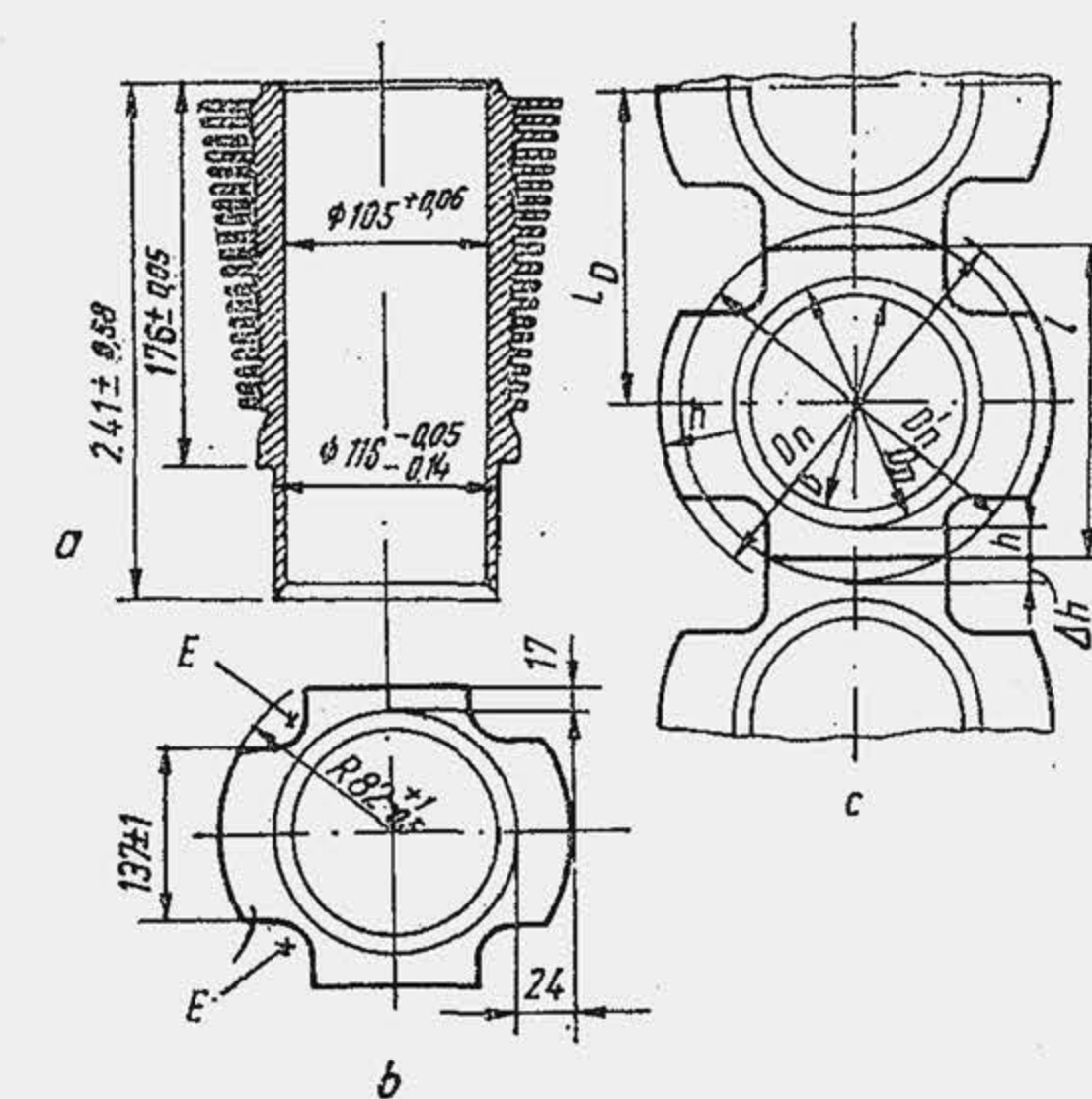


Fig. 15.7. Dimensiuni caracteristice pentru cilindrul răcit cu aer.

Cilindrii motorului răcit cu aer sînt de tipul independent și se fixează separat pe carter. Particularitatea principală a cilindrului o constituie nervurile exterioare (fig. 15.7, a), care măresc suprafața de răcire, întrucît coeficientul de convecție de la metal la aer este de circa 100 ori mai mic decît cel de la metal la lichidul de răcire. Gradul de nervurare, în general, este maxim în dreptul chiulasei și minim la partea inferioară a cilindrului, deoarece și fluxul de căldură variază în același mod. Nervurile contribuie la rigidizarea cilindrului, limitînd deformările și vibrațiile. Nervurile se înscriu parțial într-un cerc concentric cu alezajul  $D_n$ . Se evazează o zonă E pentru a face loc buloanelor care prind chiulasa de carter (b); apoi, se micșorează înălțimea  $h$  a nervurilor în planul arborelui cotit cu  $\Delta h$  pentru a reduce distanța  $L$  dintre cilindri (c), adică lungimea motorului. Cilindrul este prevăzut la partea inferioară cu o flanșă prin care se sprijină sau se fixează cu șuruburi pe carter.

Carterul servește pentru fixarea cilindrului independent — la motoarele răcite cu aer — sau a blocului de cilindri, la motoarele răcite cu apă (fig. 15.8). O particularitate constructivă a carterului o constituie pereții transversali 7 în care se prevăd lagărele de sprijin ale arborelui cotit. Carterul se separă în două părți printr-un plan — de obicei orizontal — normal la pereții transversali ai lagărelor. Partea superioară (fig. 15.9), adiacentă blocului de cilindri se numește *carterul superior*; cealaltă parte se numește *carterul inferior*. Principala condiție pe care trebuie s-o îndeplinească carterul este rigiditatea superioară deoarece preia toate forțele și momentele care iau naștere la funcționarea motorului (forțele de presiune, forțele de inerție ne-

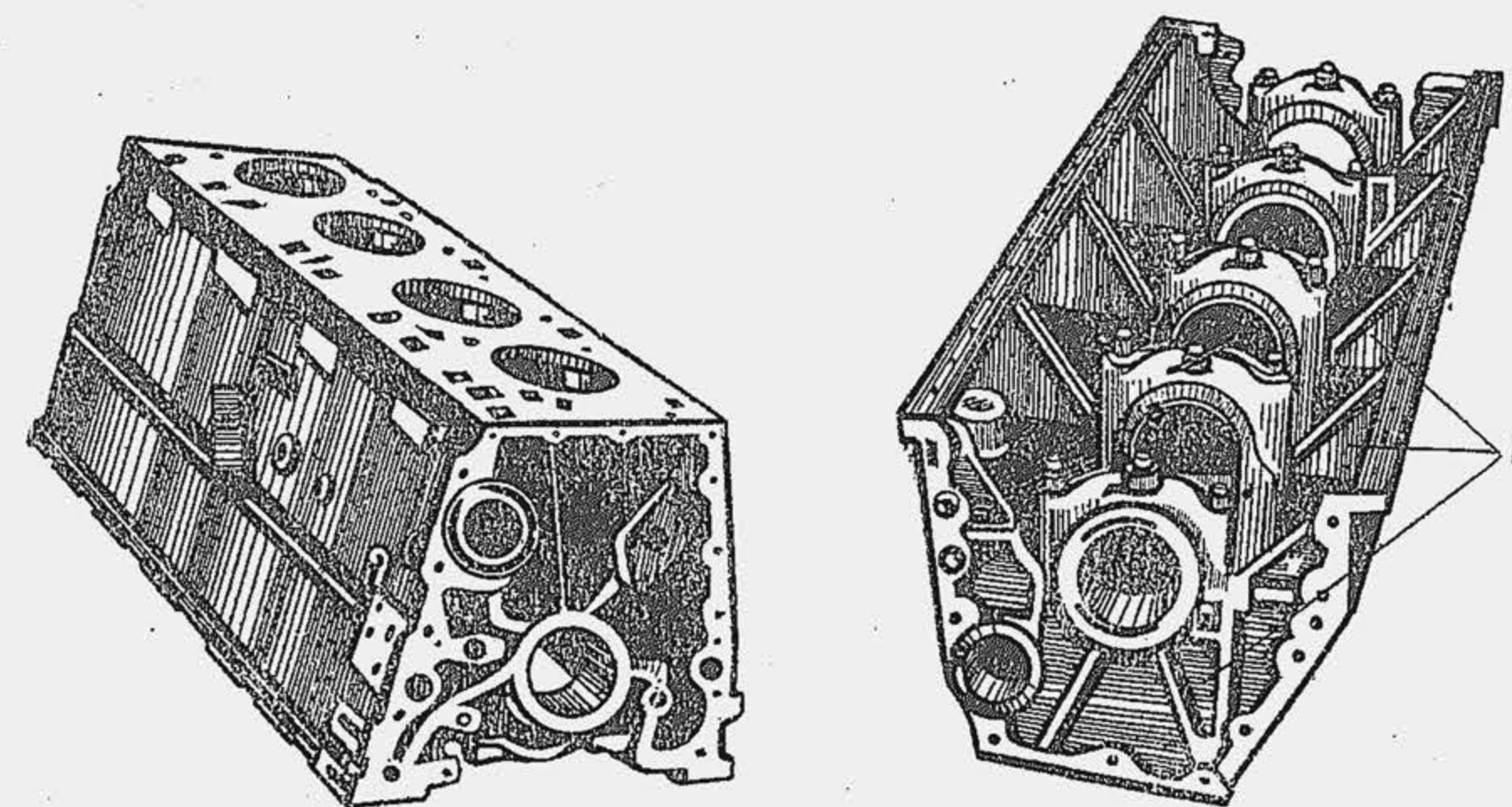


Fig. 15.8. Carterul unui motor răcit cu aer, în poziție normală și inversat.



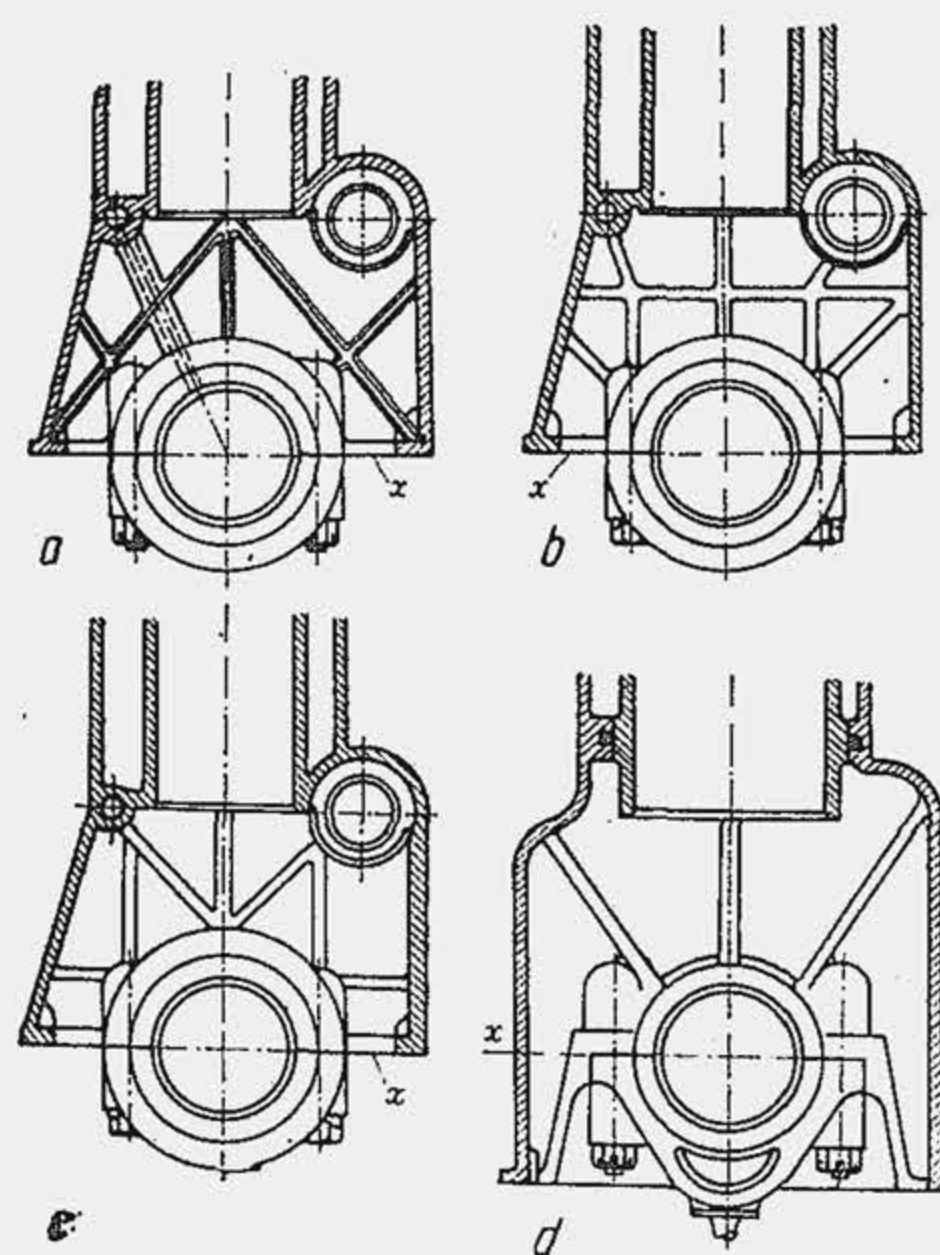


Fig. 15.9. Scheme de nervurare a pereților transversali ai carterului.

pentru un lagăr cu rulment dar începe să se folosească și pentru lagărul de alunecare, alcătuit dintr-o placă circulară nervurată secționată și îmbinată cu șuruburi (c).

Lagărul arborelui cotit este prevăzut în peretele transversal al carterului și este constituit din două părți, separate printr-un plan care trece prin axa arborelui cotit și este normal la pereții transversali. Lagărele se execută în două variante: *lagăre suspendate* (fig. 15.11, a) și *lagăre rezemate* (b). În prima variantă partea superioară se toarnă odată cu carterul superior, iar partea inferioară — capacul lagărului — constituie reazemul propriu-zis care, se fixează de partea superioară cu prezoane sau șuruburi. La această variantă forțele sînt preluate numai de carterul superior, pe care se prevăd tălpile de fixare. În a doua variantă capacul se reazemă pe carterul inferior, rigid, prevăzut cu tălpi de fixare. Varianta a doua prezintă ca avantaj principal rigiditatea superioară. Cu toate acestea la motoarele de autovehicule se utilizează prima variantă deoarece: 1) este mai potrivită pentru fabricația de serie mare, întrucît permite asamblarea pe bandă a motorului; 2) permite vizitarea lagărelor și schimbarea cuzinetelor printr-o operație simplă și ușoară de demontare a carterului inferior; 3) permite strîngerea și controlul independent al fiecărui lagăr; 4) carterul inferior are o formă simplă (v. fig. 15.17).

Un progres sensibil în cunoașterea tensiunilor și deformațiilor din peretele transversal al lagărului s-a realizat recent prin descoperirea cauciucurilor sintetice cu module de elasticitate care stau în același raport ca acela în care se află diferitele materiale care alcătuiesc organele motorului. Astfel, se modelează cu precizie zona lagărului din peretele transversal (perete, capac, șuruburi) din cauciucuri sintetice (echivalente materialelor reale prin raporturile în care se află modulele de elasticitate) care se acoperă apoi cu lacuri fragile. Prin încărcarea simulată a ansamblului se vizualizează câmpul de tensiuni, care poate fi cercetat apoi cu precizie cu ajutorul mărcilor tensometrice.

echilibrate, momentele lor și momentele forțelor de inerție care se echilibrează). Dacă rigiditatea este insuficientă apar deformări ale carterului care pun în pericol coaxialitatea lagărelor principale, înrăutățesc condițiile de ungere în lagăre și măresc uzarea lor, iar în arborele cotit apar tensiuni suplimentare.

Rigiditatea carterului se obține pe mai multe căi și anume prin: 1) nervurarea pereților transversali (fig. 15.9, a, b și c) — rigiditatea și rezistența carterului depind în primul rînd de numărul și poziția nervurilor și mai puțin de grosimea lor; 2) coborîrea planului de separare a carterului superior de cel inferior, în raport cu planul  $x$  de separare a lagărului (d) — în acest caz forțele sînt preluate de un volum mai mare de metal dar crește înălțimea și masa motorului; 3) prin mărirea numărului de lagăre ale arborelui cotit; 4) prin turnarea comună a carterului și blocului de cilindri; 5) prin utilizarea carterului tunel (fig. 15.10 a, și b) care nu are plan de separare a lagărului. Ultima soluție este adecvată

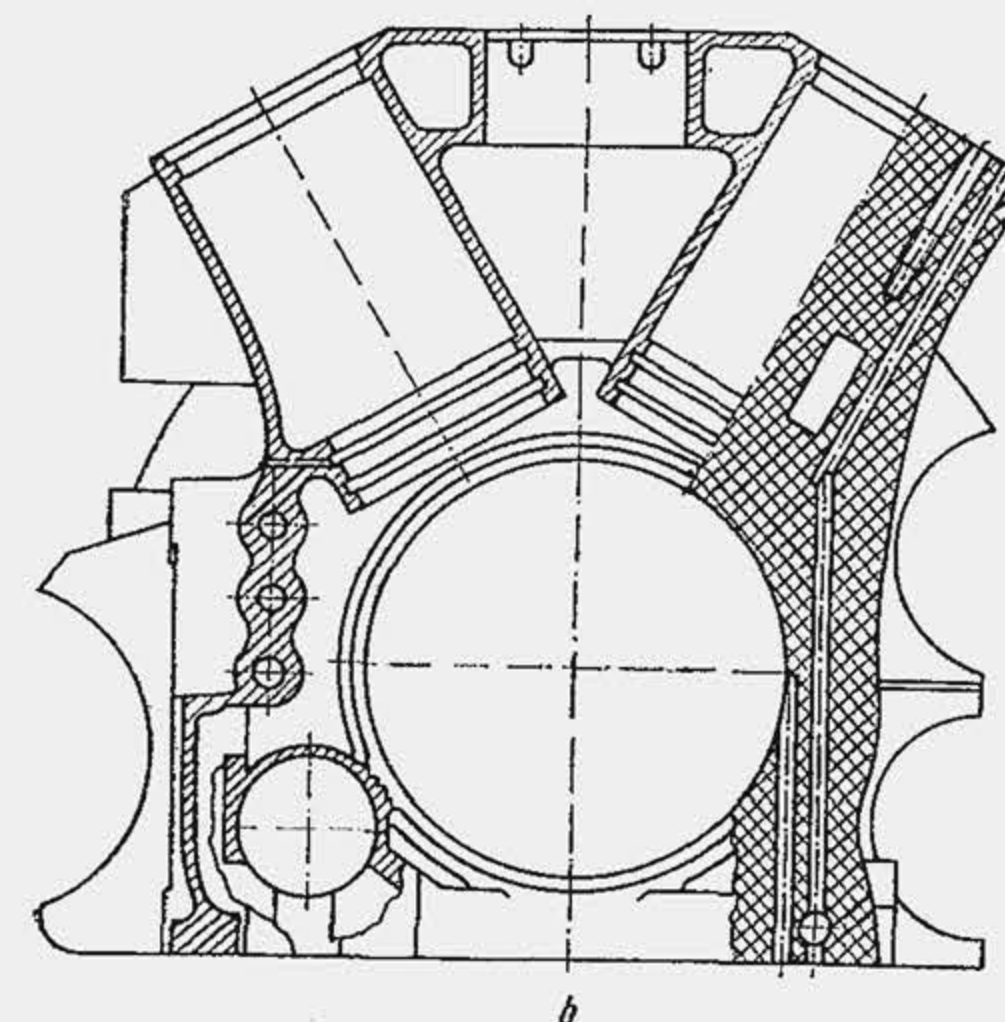
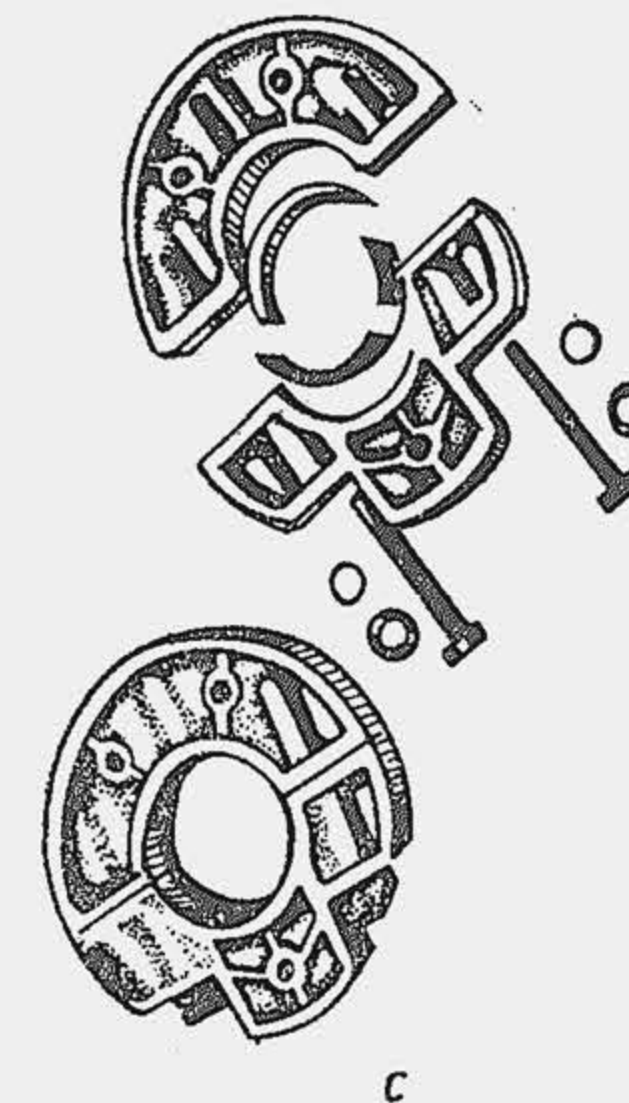
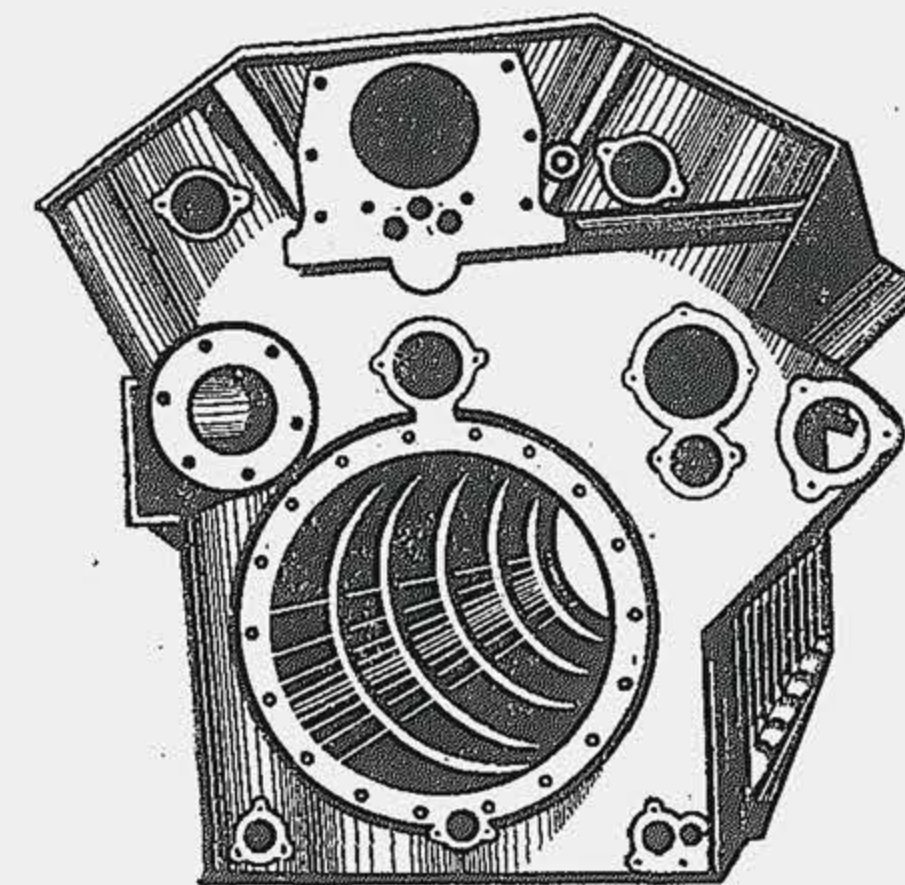


Fig. 15.10. Carter-tunel. Vedere de ansamblu (a); secțiune (b); suportul transversal al fusului palier.

Cuzinetul lagărului ca și cuzinetul bieiei este format din două părți semicilindrice (fig. 15.12, a), confecționate dintr-un corp de oțel [pe care se aplică unul sau două straturi de metal antifricțiune (cuzineți bimetali și trimetalici). Aproape toate motoarele de autovehicule utilizează astăzi

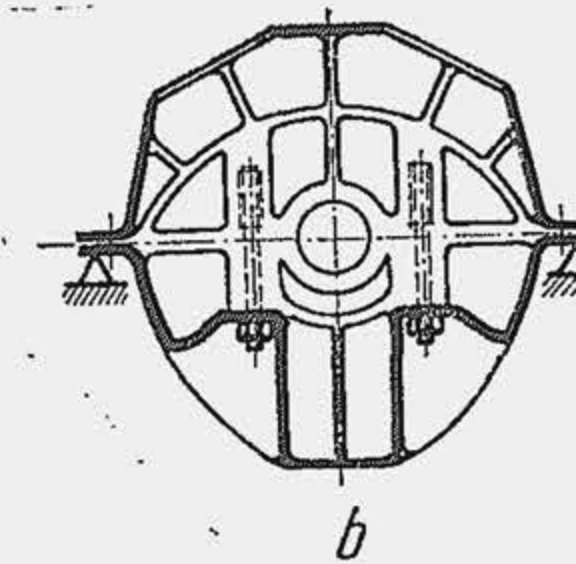
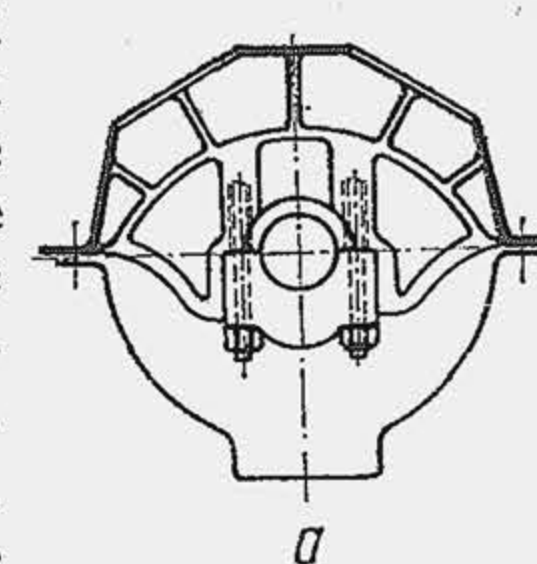


Fig. 15.11. Schema lagărului suspendat (a) și rezemat (b).



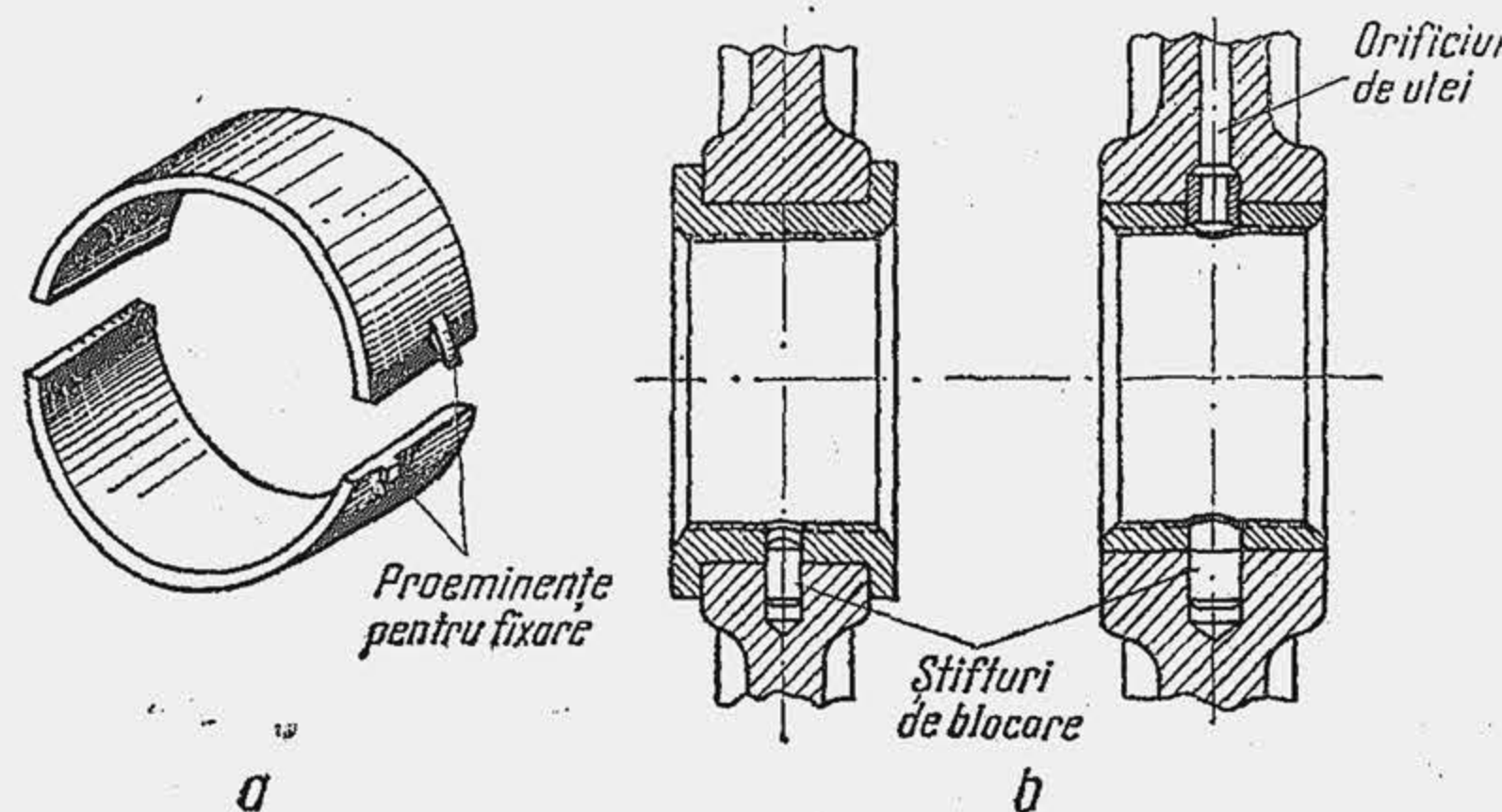


Fig. 15.12. Cuzineții lagărului fusului palier.

cuzineți cu pereți subțiri (v. par. 14.3.5) care se împiedică contra rotirii, prin știfturi de blocare, pentru a preveni acoperirea orificiului de alimentare cu ulei

(fig. 15.12, b) sau proeminențe exterioare. Cuzineții lagărului se montează cu strângere care nu depășește 0,06...0,08 mm, la un diametru al fusului de 60...100 mm, când carterul este din fontă.

**Blocul-carter.** La motoarele pentru autovehicule de putere mică și mijlocie, blocul cilindrilor și carterul superior alcătuiesc o piesă unică numită blocul-carter. Organizarea blocului-carter de la motorul diesel SAVIEM 797 (a) și motorul turismului ARO (b), fabricate în România se arată în figura 15.13. Soluția bloc-carter este avantajoasă deoarece prin eliminarea suprafeței de îmbinare dintre blocul de cilindri și carter se micșorează numărul operațiilor de prelucrare și se mărește rigiditatea carcasei, ceea ce permite confecționarea ei cu pereți mai subțiri deci cu o masă și un consum de metal reduse. Blocul-carter reprezintă 24...36% din masa totală a motorului, când se confecționează prin turnare, soluție universală la motoarele pentru autovehicule întrucât ușurează fabricația de serie. Se menționează însă că prin confecționarea

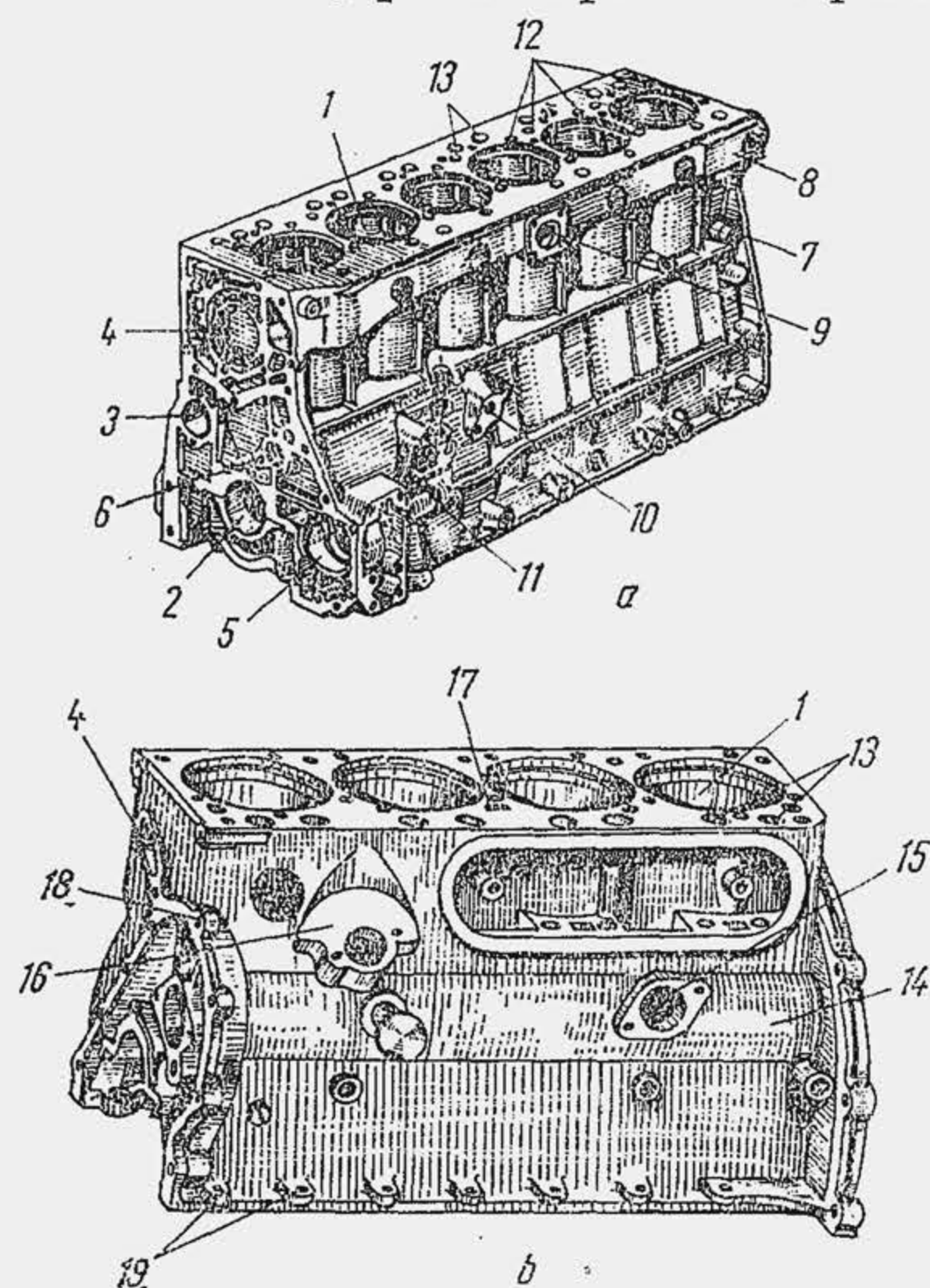


Fig. 15.13. Blocul-carter de la motorul SAVIEM 797 (a) și ARO (b):

1 — locașul cilindrilor; 2 — lagărul fusului palier; 3 — lagărul arborelui de distribuție; 4 — locașul pompei de apă; 5 — locașul pompei de ulei; 6 — locașul axului pinionului intermediar al distribuției; 7 — locașul robinetului de golire a apei; 8 — rampa de apă; 9 — flanșă pentru prinderea conductei de alimentare cu apă a blocului-carter; 10 — bozaj pentru prinderea filtrului de ulei; 11 — bozaj pentru fixarea răcitorului de ulei; 12 — locașurile șuruburilor de strângere a chiulasei pe bloc; 13 — orificii pentru țiglele împingătoare din sistemul de distribuție; 14 — locașul arborelui de distribuție; 15 — bozaj pentru fixarea pompei de benzină; 16 — bozaj pentru fixarea ruptorului distribuitor; 17 — orificii de trecere a lichidului de răcire în chiulasă; 18 — orificii pentru prinderea capacului distribuției; 19 — orificii pentru fixarea carterului inferior.

carcasei unui motor de mic litraj de autoturism, prin sudare și lipire din 125 piese matrițate, s-a redus masa blocului-carter până la 11% din masa motorului. Masa redusă reprezintă o cerință fundamentală a blocului-carter. Ca parametru de performanță se alege masa liniară a blocului-carter, care, la motoarele în linie cu supape în chiulasă ajunge la 0,9...1,0 kg/cm. La motoarele în V, blocul-carter reprezintă o soluție mai compactă, la care masa liniară ajunge la  $\approx 2,5$  kg/cm; masa totală nu depășește însă 26% din masa motorului. Supus acțiunii unor forțe și momente variabile de valoare ridicată, blocul-carter trebuie să realizeze o rezistență înaltă și rigiditate sporită la o masă redusă, rigiditatea având un rol deosebit în creșterea durabilității liniei de lagăre, arborelui cotit, cuzineților de bielă, cilindrului, pistonului, segmentilor.

Compactitatea motorului în plan longitudinal este hotărâtă într-o mare măsură de distanța  $L_D$  dintre cilindri (tab. 15.1) care depinde de prezența sau absența lagărului de sprijin dintre doi cilindri, de lungimea fusului maneton, de tipul lagărului — cu alunecare sau cu rostogolire — de tipul cămășii de cilindru — uscată sau umedă — de grosimea cămășii de apă. Gabaritul în plan transversal este hotărât de traiectoria punctelor extreme ale capului bielei — urma de mandolină — și de amplasarea arborelui de distribuție (fig. 15.14). Distanța minimă de la traiectorie la perete este de 10...15 mm. Nu se obțin rezultate îmbunătățite pentru rigiditatea bloc-carter prin mărirea lățimii și deci a gabaritului și masei.

Tabela 15.1

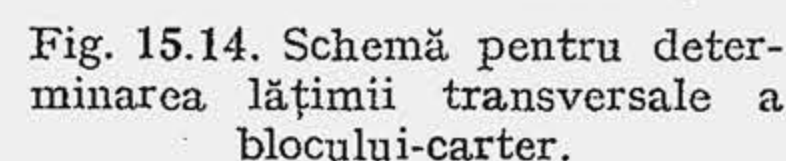
Distanța dintre cilindri

Tipul motorului	$L_D$
A. Motoare cu aprindere prin scînteie	
1) Distanța dintre axele cilindrilor la motoarele în linie:	
— fără lagăr între cilindri	$(1,20...1,24)D^*$
— cu lagăr între cilindri	$(1,20...1,28)D$
2) Distanța dintre axele cilindrilor la motoarele în V, cu bieles alăturate pe același maneton	
— pentru palierul median	$\approx 1,68 D$
— pentru paliere intermediare	$\approx 1,33 D$
B. Motoare cu aprindere prin comprimare	
1) Distanța dintre axele cilindrilor la motoarele în linie cu cămăși de cilindru umede	
— motoare de automobile	$(1,23...1,32) D$
— motoare de tractoare	$(1,40...1,55)D$
— motoare de automobile cu arborele cotit rezemat pe lagăre cu rulmenți	$(1,28...1,30) D$
2) Distanța dintre axele cilindrilor, la motoarele în V cu bielesle alăturate pe același maneton	$(1,47...1,55) D$

\*  $D$  — alezajul.

Solicitățile care acționează în blocul-carter sînt de două feluri: 1) statice — care apar la montaj, prin strângere și în timpul funcționării, prin dilatare; 2) variabile — determinate de forțele de presiune, forțele de inerție și momentele lor. Carcasa unui motor se diferențiază după schema de transmitere a forței de presiune a gazelor prin elementele sale. La motoarele de autovehicule se utilizează mai multe scheme de forță. Dacă chiulasa se fixează pe blocul-carter prin prezoane, forța de presiune care acționează asupra ei solicită la întindere cilindrii. Când cilindrul este de tipul umed, forța de presiune a gazelor se transmite prin intermediul pereților exteriori;





**Materiale pentru carcasă.** Cilindrul se confecționează aproape în exclusivitate din fontă (în cazuri speciale, de exemplu, pentru motoarele de avion, se utilizează oțel-crom-nichel nitrurat), deoarece satisface cel mai bine dezideratele principale: rezistență înaltă la uzare abrazivă și corosivă; proprietăți antifricțiune superioare, rezistență satisfăcătoare la solicitări mecanice și turnare ușoară. Structura perlitică cu grafit lamelar fin sau cu grafit nodular asigură proprietăți antifricțiune și rezistență la uzare. Prin alierea fontei cu Ni, Cr, Mo, Cu, Ti se obțin proprietăți mult îmbunătățite. Prin tratament termic se asigură o duritate de 360... 440 HB. Cilindrul are 2... 4 mm grosime când este de tipul uscat și 5... 9 mm grosime când este de tipul umed.

Blocul-carter se confecționează pe scară largă din fontă, prin turnare. Când blocul-carter este prevăzut cu cilindru demontabil se confecționează dintr-o fontă mai ieftină, fontă cenușie de tipul Fc 20, Fc 21 (motor SR 211—STAS 568-75) sau Fc 24 Fc 28 (motor D—103); când cilindrii sînt nedemontabili se utilizează fontă de calitate sau fontă ușor aliată. Grosimea minimă a peretilor de 5...8 mm este limitată de posibilitățile de turnare.

De dată recentă este soluția cu blocul-carter confecționat din aliaj de aluminiu care are ca avantaje principale: densitate redusă, conductibilitate termică ridicată, rezistență la uzare corosivă, prelucrabilitate cu viteze mari (tab. 15.2). Pe această cale se obține o reducere a masei raportate (v. par. 24.2) de 2...4 ori. Soluția cea mai avantajoasă de confecționare a blocului-carter din aliaj de aluminiu o constituie turnarea sub presiune (tab. 15.3). Blocul-carter din aliaj de aluminiu se confecționează cu cilindru de tip umed (ceea ce ridică probleme suplimentare de prelucrare, montaj, întreținere) și cu cilindru monobloc, în care caz se cromează oglinda (soluție costisitoare din cauza investițiilor pentru instalațiile de cromare) sau se metalizează cu oțel și molibden (cheltuieli de investiții mai mici dar costul mai ridicat al molibdenului). Influența prelucrării oglinzii cilindrului asupra uzurii medii în dreptul primului segment se arată în figura 15.18. În prezent procedeul cel mai răspândit este cel al cromării poroase.

asemenea soluții se utilizează la motoarele D-103 și SR-211 (fig. 15.15, *a* și *b*), fabricate în România. Când cilindrul este nedemontabil, forța de presiune este preluată atât de el cât și de pereții exteriori. În figura 15.16 se arată o a treia schemă de forță, cu prezoane portante, aplicată la un MAC cu blocul de cilindri separat de carter; fixarea chiulasei și a blocului de cilindri se efectuează cu ajutorul unor șuruburi prizoniere lungi, ancorate în carter.

*Carterul inferior* se confecționează din tablă de oțel ambutisată (1...2 mm grosime) sau prin turnare din aliaje ușoare, când lagărul este suspendat. Se reduce astfel masa motorului și se simplifică fabricația. Carterul inferior (fig. 15.17) reprezintă rezervorul de ulei și este prevăzut cu o adâncitură 1 — baia de ulei — în care se fixează sorbul 2 prin care pompa aspiră uleiul. Baia de ulei nu permite dezamor-sarea pompei, chiar atunci când vehiculul

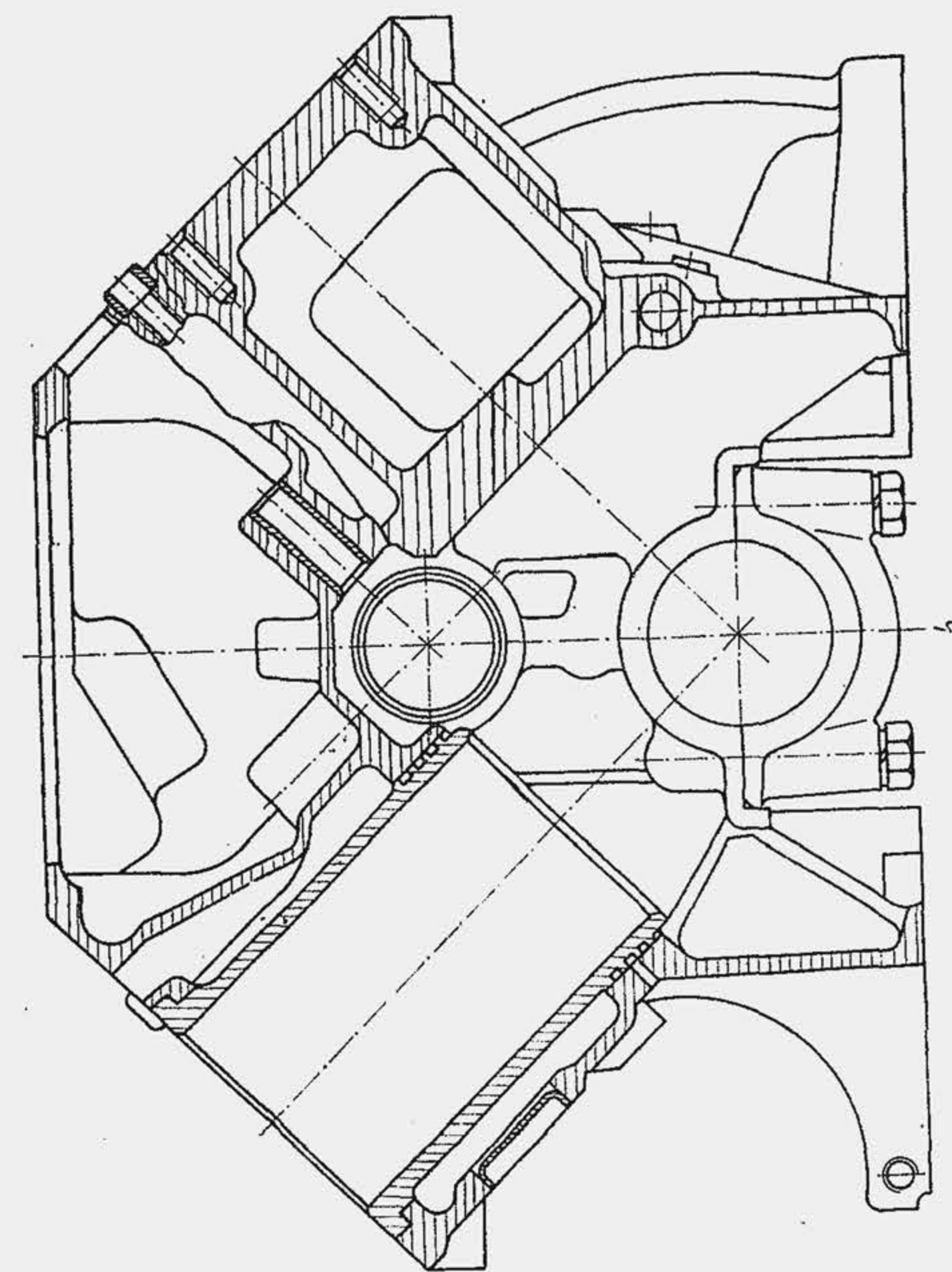
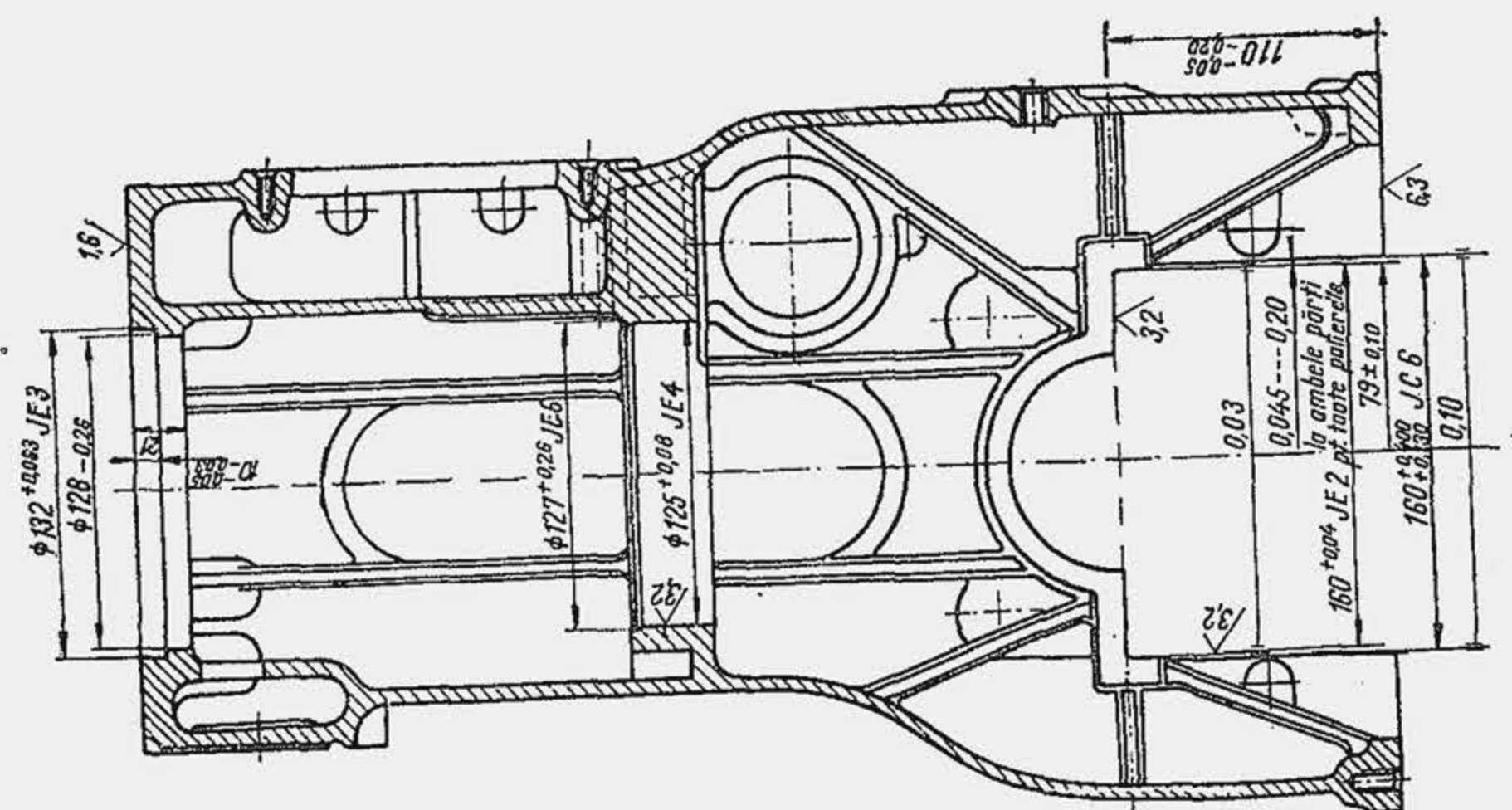


Fig. 15.15. Blocul-carter al motorului D-103 (a) și al motorului SR-211 (b).





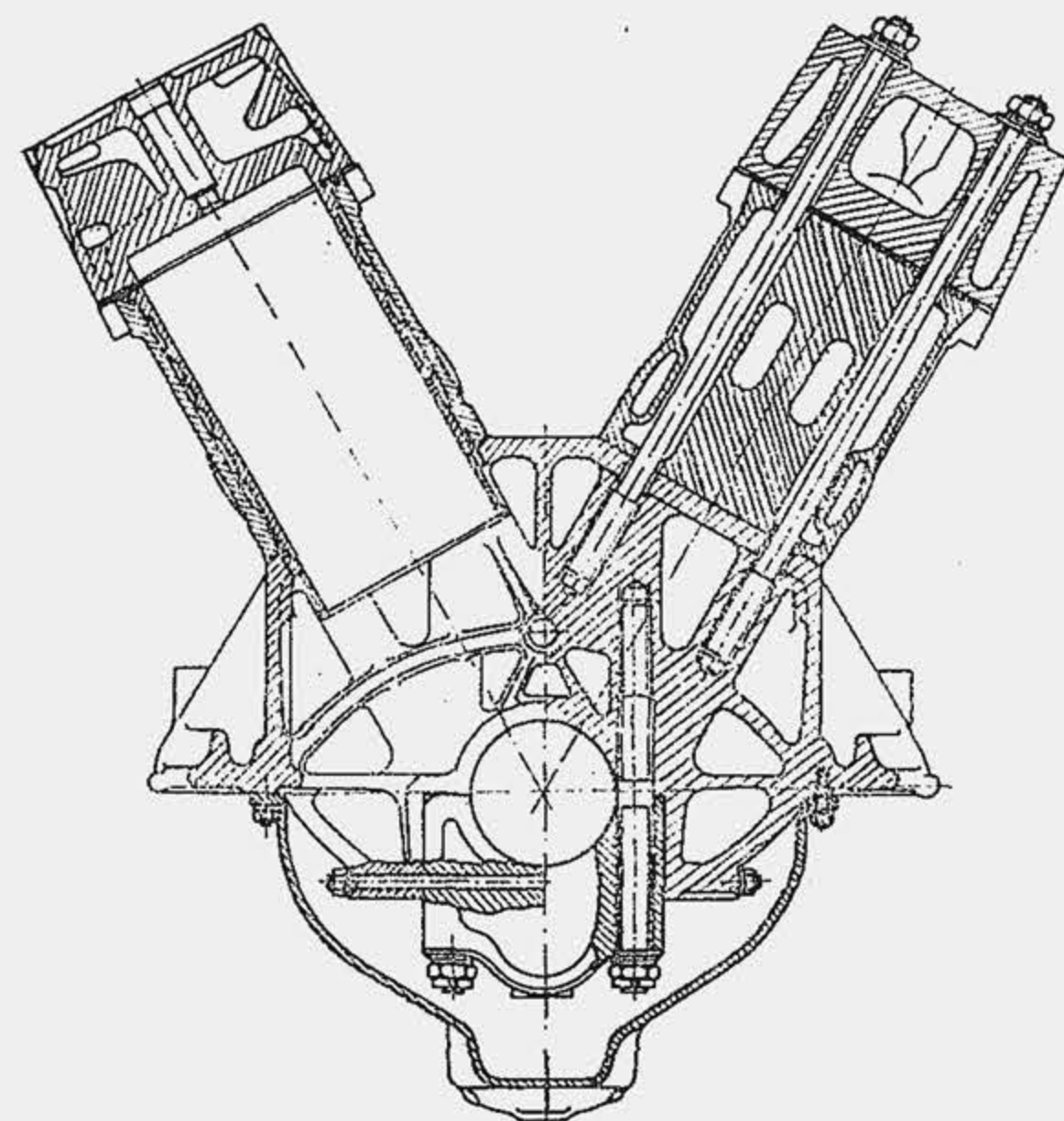


Fig. 15.16. Secțiune transversală prin un motor cu bloc de cilindri fixat pe carter prin prezoane.

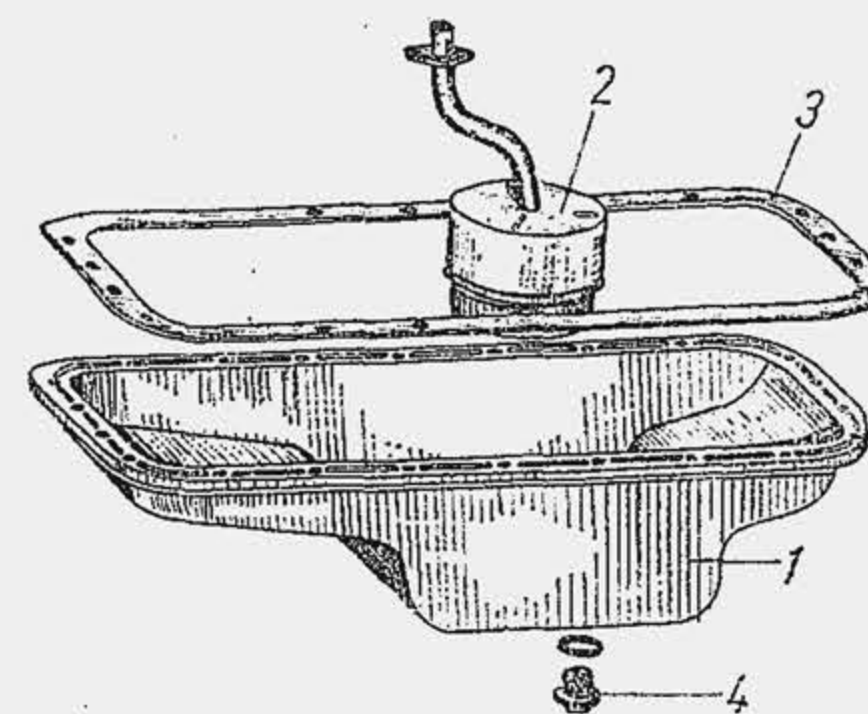


Fig. 15.17. Carterul inferior al motorului ARO-L 25.

Masa mai mică a motorului, puterea litrică mai mare și prelucrabilitate mai bună sînt principalele considerente care îndeamnă pe constructor să apeleze la blocul-carter din aliaj de aluminiu. Studiile efectuate la uzina de autocamioane Brașov arată că la utilizarea blocului-carter

Tabela 15.2

Proprietățile medii ale unor materiale pentru blocul-carter

Proprietatea	Fontă	Aliaj de aluminiu
Rezistența la tracțiune, în daN/cm <sup>2</sup>	50...80	20...22
Duritatea Brinell, daN/mm <sup>2</sup>	200...250	100...110
Conductibilitatea termică, în kJ/mh°C	75...90	420...450
Masa (greutatea) specifică, în kg/dm <sup>3</sup>	7,3...7,4	2,65...2,70
Prelucrabilitate	bună	foarte bună

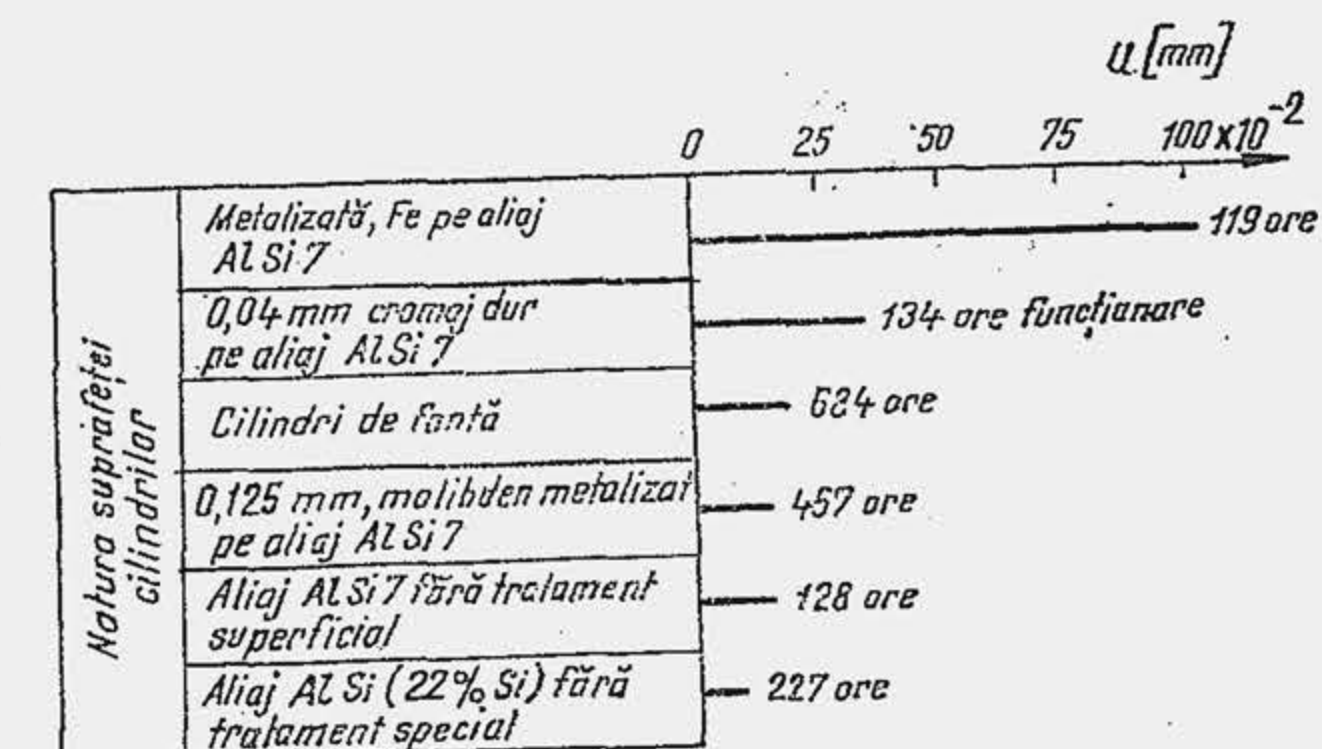
din aluminiu pentru motorul SR-211 se reduce masa raportată de la 3,33 la 2,31 kg/kW. Faptul că pînă în prezent construcția blocului-carter din aluminiu nu s-a generalizat se explică prin prețul ridicat al aluminiului în raport cu fonta (7: 1) și existența unor mari turnătorii de fontă, bine puse la punct și greu de reprofilat.

Tabela 15.3

Influența materialului și a procedeeilor de turnare asupra masei blocului-carter

Marca motorului	Masa blocului-carter, în kg		
	turnat din fontă	turnat din aluminiu în cochilie	turnat din aluminiu sub presiune
Motor V-8 Ceaica	120	40	28
Motor C-4 Volga	80	26	17,5

Fig. 15.18. Influența materialului și prelucrării cilindrului asupra uzurii în dreptul primului segment.



## 15.2. CHIULASA

Chiulasa este organul mecanismului motor care închide cilindrul la extremitatea dinspre *pmi*. Chiulasa (fig. 15.19) conține camera de ardere 1 (parțial sau integral), locașul 2 al bujiei sau injectorului, canalele 3 de admisiune și evacuare și locașurile 4 ale supapelor, locașul pentru lagărele axului culbutorului 5 sau axului de distribuție 6. La motoarele de autovehicule, chiulasele se unesc într-un bloc comun (fig. 15.20) pentru toți cilindrii sau pentru grupuri de cilindri. Chiulasa 1 se închide la partea superioară cu capacul 2 fixat prin prezoane și piulițe; pentru etanșare se folosește o garnitură de plută 3\*. O garnitură specială 3 numită *garnitura de chiulasă* se fixează între chiulasă și blocul de cilindri. Chiulasele se confecționează prin turnare din fontă sau aliaj de aluminiu. Ultima soluție, utilizată la MAS micșorează

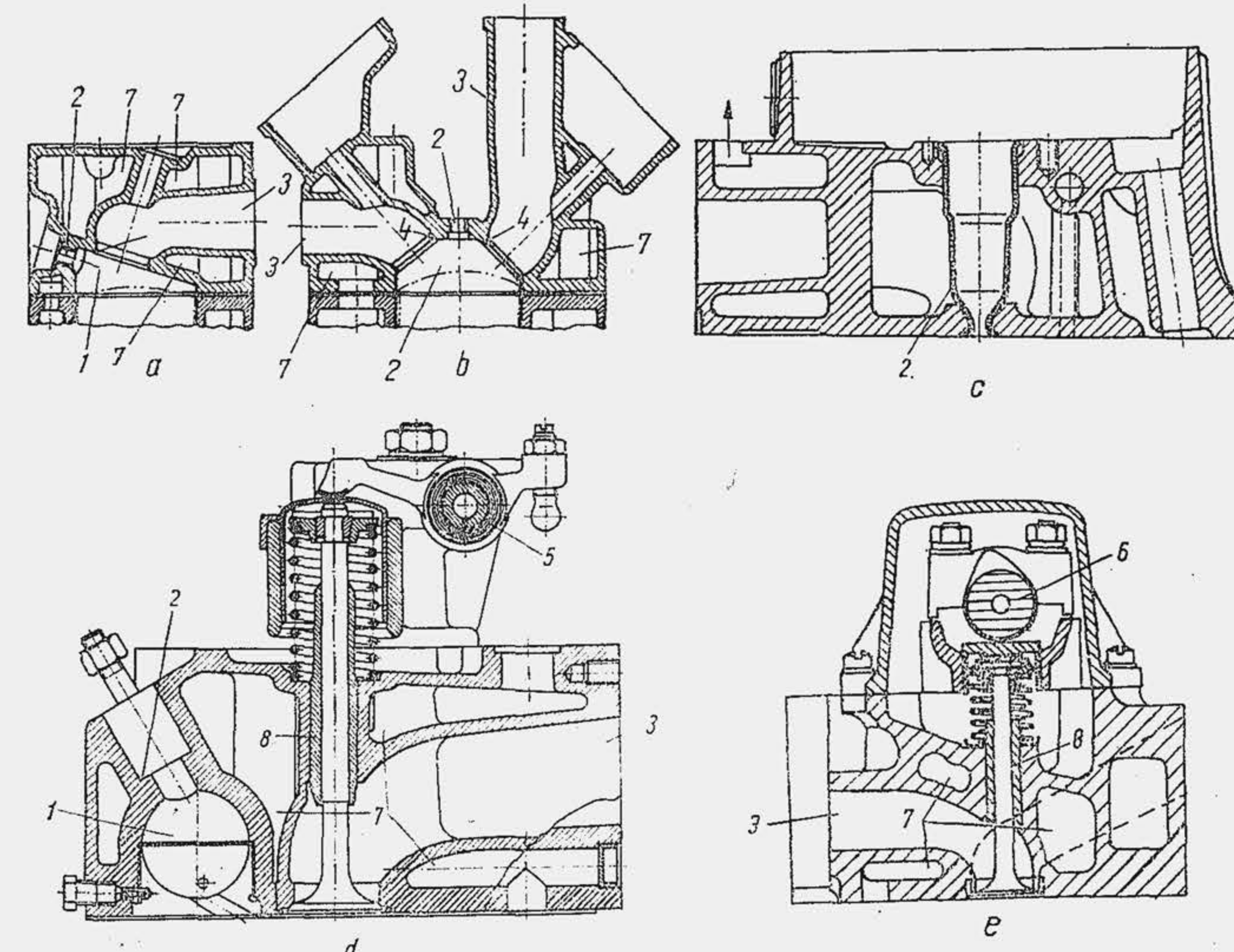


Fig. 15.19. Secțiuni prin chiulasele unor motoare.



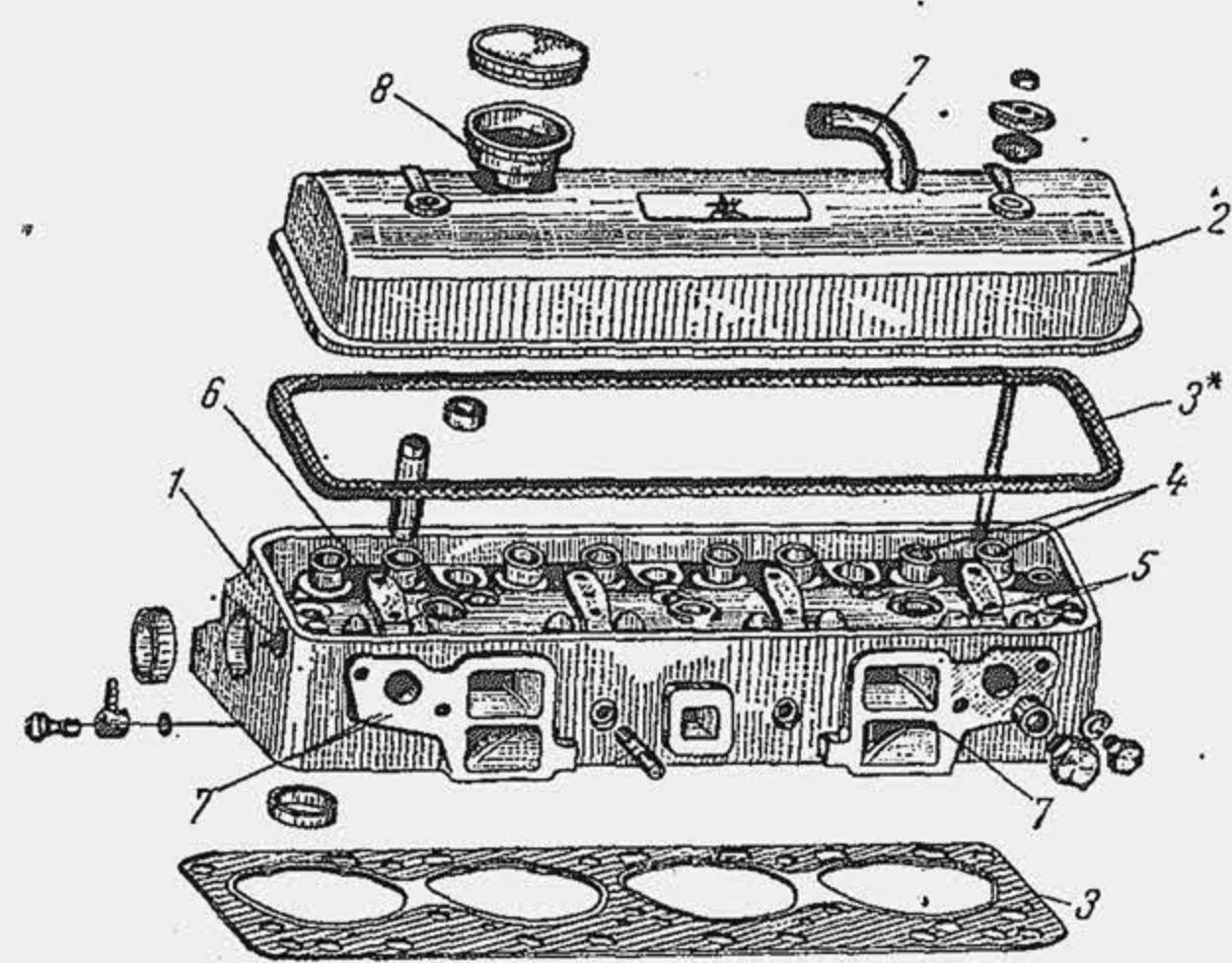


Fig. 15.20. Chiulasa, capacul și garniturile de chiulasă, de la motorul ARO-L 25.

Organizarea internă a chiulasei depinde de numărul canalelor de admisiune (*A*) și evacuare (*E*), de așezarea lor normal sau pe direcția axei arborelui cotit (*a-a*). La MAC răcite cu aer injectorul *I* se așază în calea curentului de aer de răcire *C* (fig. 15.21).

În timpul funcționării chiulasa suportă solicitări mecanice importante, determinate de forța de presiune a gazelor. Încălzirea inegală a diferitelor zone ale chiulasei (sediul supapei de evacuare e mai cald decât al supapei de admisiune, canalele de evacuare sînt mai calde decât cele de admisiune etc.) produce tensiuni termice de valoare ridicată, care deformează sau fisurează chiulasa. Tensiuni importante apar la montaj, prin strîngerea chiulasei pe cilindru. Fiind o piesă cu o configurație complicată, după turnare, în chiulasă, apar tensiuni interioare importante. Chiulasa trebuie realizată cu o rezistență mecanică și rigiditate satisfăcătoare, ceea ce se obține relativ ușor la confecționarea chiulaselor în bloc comun. Pentru răcirea pereților interiori, care vin în contact cu gazele fierbinți, chiulasa se prevede cu un spațiu de

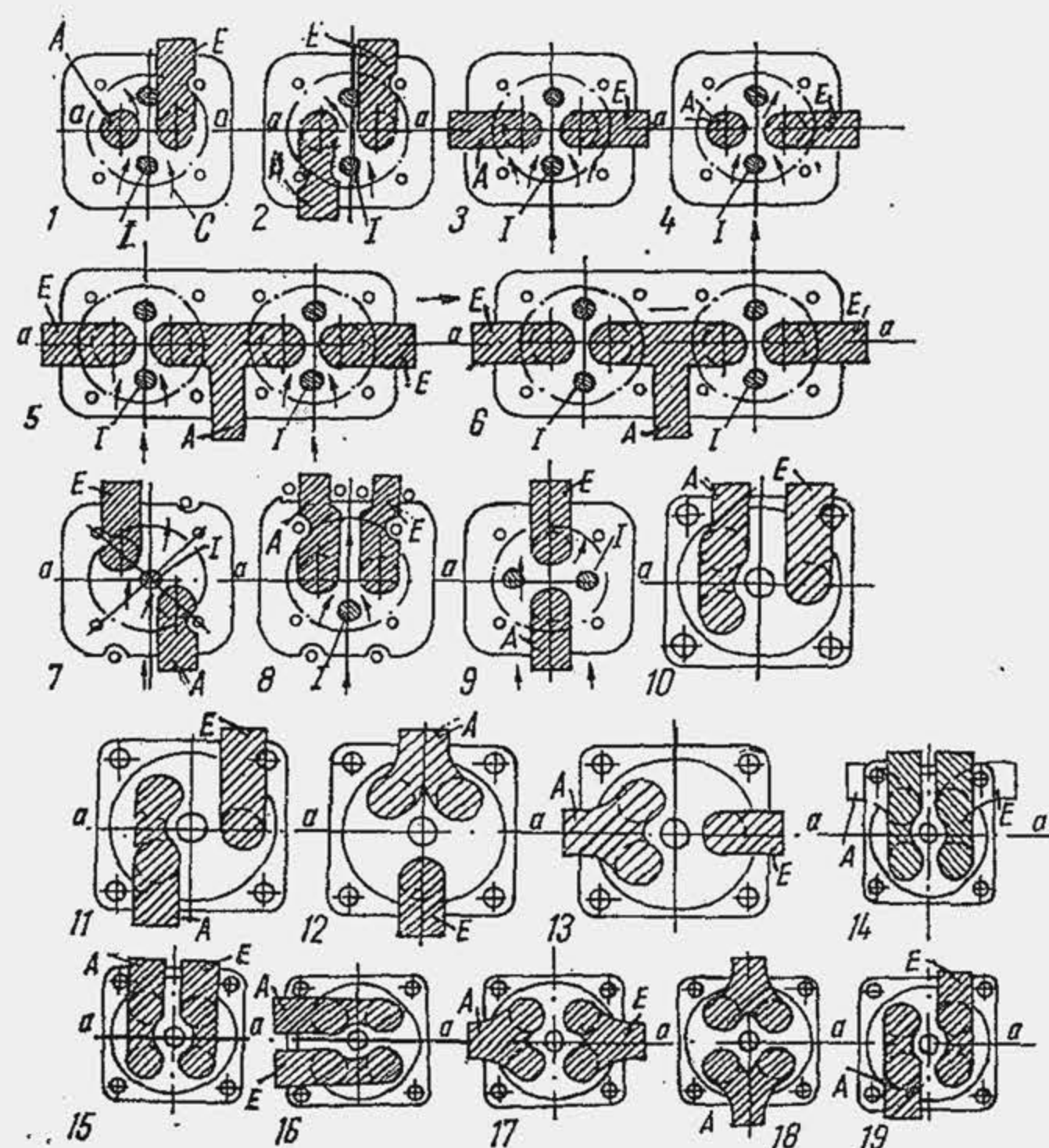


Fig. 15.21. Așezarea galeriilor de admisiune (*A*) și de evacuare (*E*), poziționarea injectorului (*I*) și a orificiilor pentru șuruburile de prindere în chiulasă.

masa motorului și îmbunătățește performanțele antidetonante și de umplere a cilindrilor, deoarece nivelul termic al chiulasei de aluminiu este mai scăzut. Masa chiulasei reprezintă 12...13% din masa motorului, iar masa liniară, la motoarele cu supape în chiulasă variază între 0,4...0,5 kg/cm. Înălțimea chiulasei reprezintă (1...1,25) *D* (*D* fiind alezajul) și depinde de dispoziția și dimensiunile canalelor de distribuție a gazelor; la unele MAC-uri cu patru supape ea ajunge la 0,74 *D*.

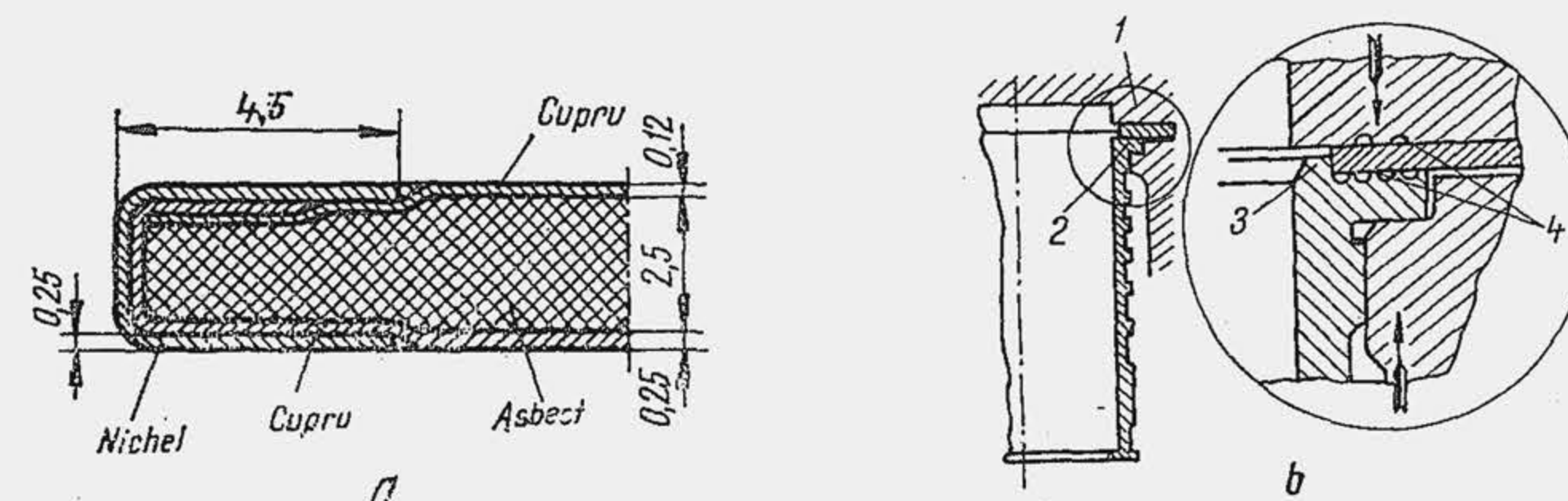


Fig. 15.22. Secțiune prin garnitura de etanșare (*a*); procedee de fixare a garniturii (*b*).

răcire cu apă. Circuitul de răcire trebuie să asigure o uniformizare a temperaturii pereților, de aceea lichidul de răcire care trece din blocul de cilindri în chiulasă trebuie dirijat cu precădere spre zonele puternic încălzite. Spațiul de răcire 7 (v. fig. 15.19) trebuie apropiat mult de sediul 4 al supapei și de bușca de ghidare 8. La proiectare, trebuie să se evite aglomerările de material pentru a preveni apariția tensiunilor interne periculoase provocate de răcirea neuniformă a pereților, după turnare. Pentru a preveni concentrările termice locale, locașurile supapelor de admisiune alternează cu cele de evacuare. În chiulasă (v. fig. 15.20), se prevăd locașurile 4 pentru bușcele de ghidare ale supapelor, locașurile 5 prin care trec tijele de acționare a culbutorilor, suprafețele plane 6 și orificiile pentru fixarea suportilor axului culbutorului, suprafețele plane 7 pentru fixarea colectoarelor de gaz etc.

O importanță deosebită o prezintă etanșarea dintre chiulasă și blocul de cilindri. Etanșarea cu garnituri reprezintă procedeul cel mai răspîndit. Cel mai des se confecționează o garnitură comună pentru toți cilindri (v. fig. 15.20), în care se practică găurile pentru trecerea prezoanelor, lichidului de răcire, tijelor împingătoare. Garnitura trebuie să fie rezistentă la temperaturi înalte și suficient de plastică pentru a prelua deformațiile și neregularitățile provenite din prelucrare. La motoarele de autovehicule se utilizează garnituri din foi de cupru cu inimă de asbest (fig. 15.22, *a*), protejate la partea dinspre camera de ardere care vine în contact cu gazele fierbinți cu o cămașă de nichel. Garniturile se mai confecționează din clingherit, foi subțiri de oțel moale, tablă de oțel cu azbest, aluminiu. Garnitura se presează între chiulasa 1 și flanșa 2 a cilindrului (*b*). Brîul cilindrului centrează garnitura și o protejează contra arderii. În șanțurile inelare executate pe chiulasă și flanșa cilindrului pătrunde materialul garniturii prin strîngere, ceea ce mărește eficiența etanșării.

La motoarele răcite cu aer chiulasa este prevăzută cu nervuri de răcire. Ea se confecționează de tipul monobloc cu cilindrul (fig. 15.23, *a*) sau de tipul independent, în care caz se prinde cu prezoane de carter (*b*, *c*) de cilindru (*c*) sau se assemblează cu filet pe cilindru (*d*).



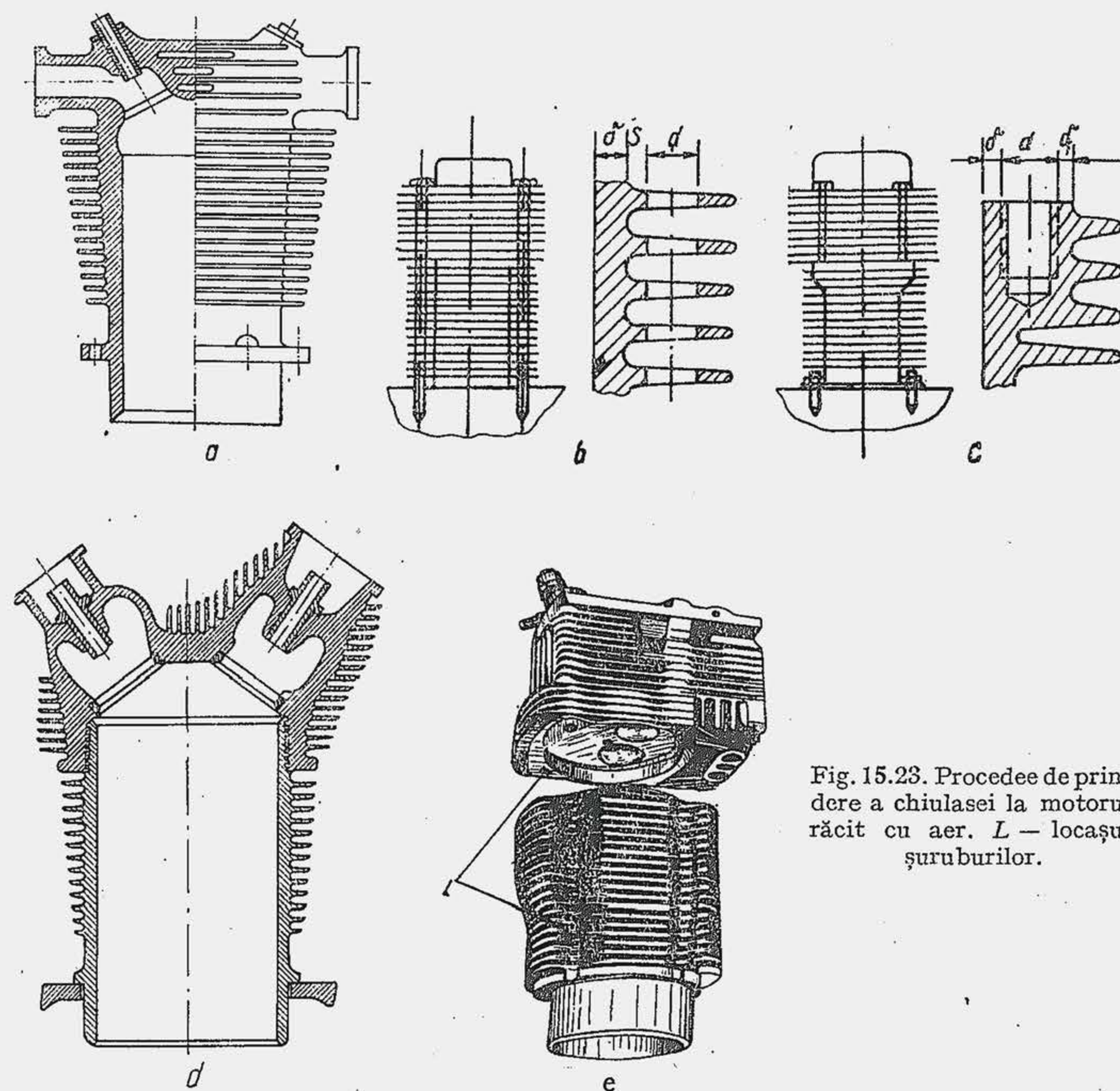


Fig. 15.23. Procedee de prindere a chiulasei la motorul răcit cu aer. L — locașul șuruburilor.

### 15.3. DEFORMAREA ȘI UZAREA CILINDRILOR

**Deformarea cilindrului** la montaj și în funcționare compromite etanșarea și durabilitatea ansamblului mecanismului motor. Cilindrul se deformează static, sub acțiunea forțelor de prestrângere la montaj și a fluxului termic, precum și dinamic, sub acțiunea presiunii gazelor, forței normale și impac-tului cu pistonul, în funcționare. Cu ajutorul termocuplelor traversante (fig. 15.24, a) s-a evidențiat că în cilindru se stabilește o distribuție neuni-formă a temperaturii și un câmp de temperatură radial (b) și longitudinal (c). Nivelul temperaturii din dreptul primului segment, când pistonul este la  $\phi_{mi}$ , reprezintă o mărime critică pentru răcirea ansamblului segment-piston precum și pentru fenomenul de blocare a segmentului. La motorul răcit cu aer tempe-ratura de 180...200°C este considerată drept critică pentru blocarea seg-mentului. Gradientii de temperatură pe direcția radială, de ordinul a 20°/cm la partea superioară și 5°/cm la partea inferioară sînt considerați critici pentru tensiunile interne și deformațiile pe care le produc.

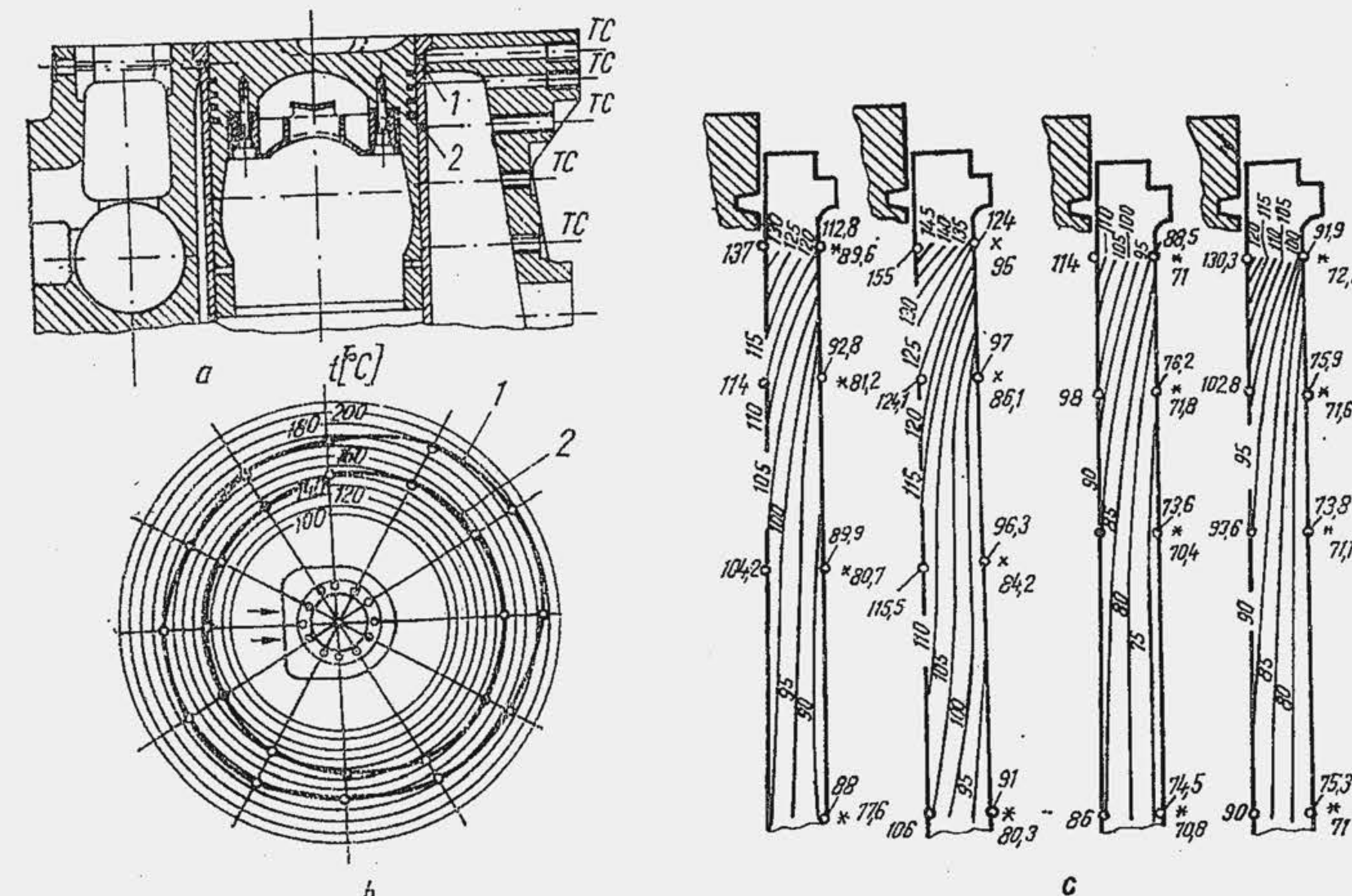


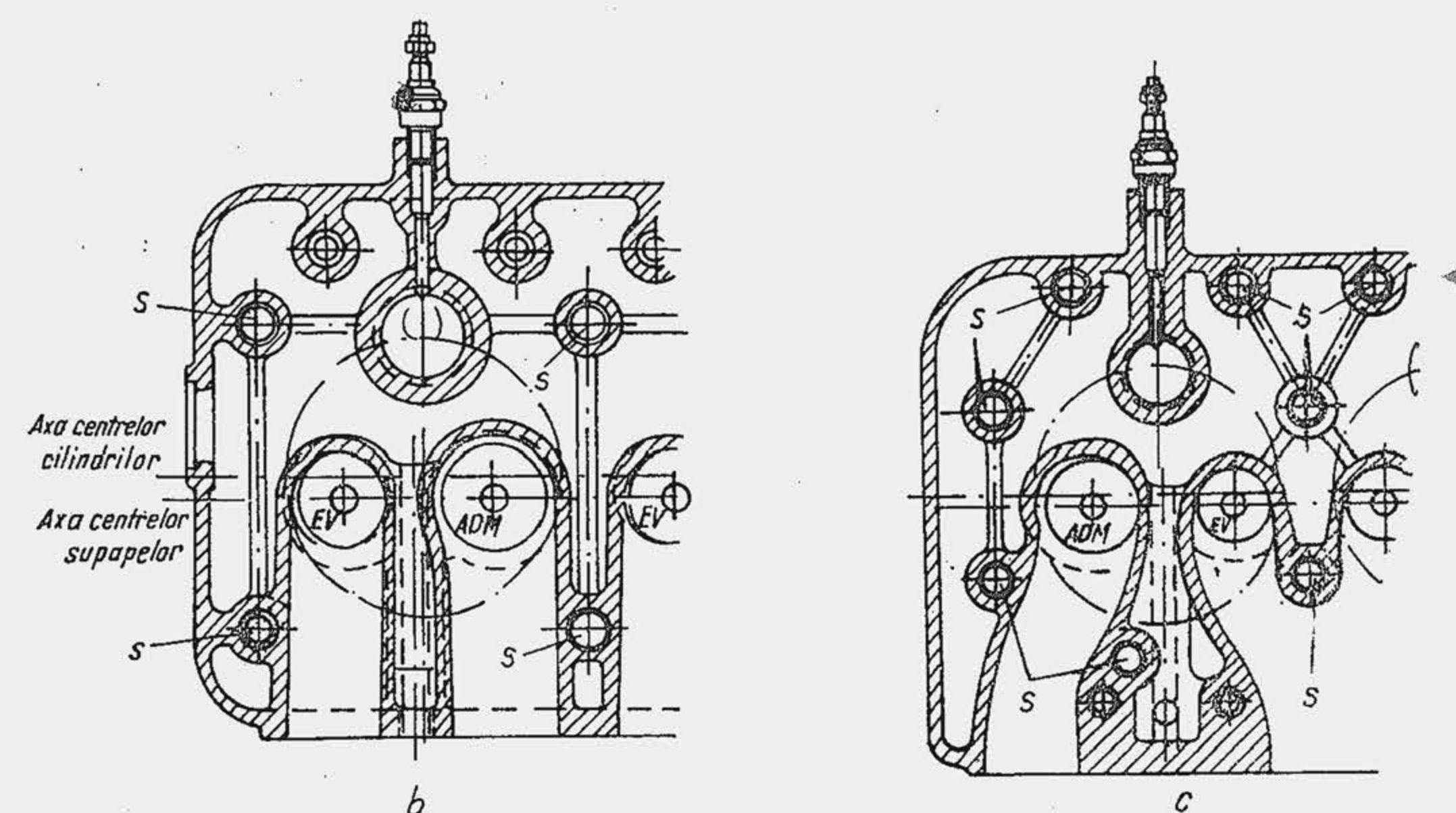
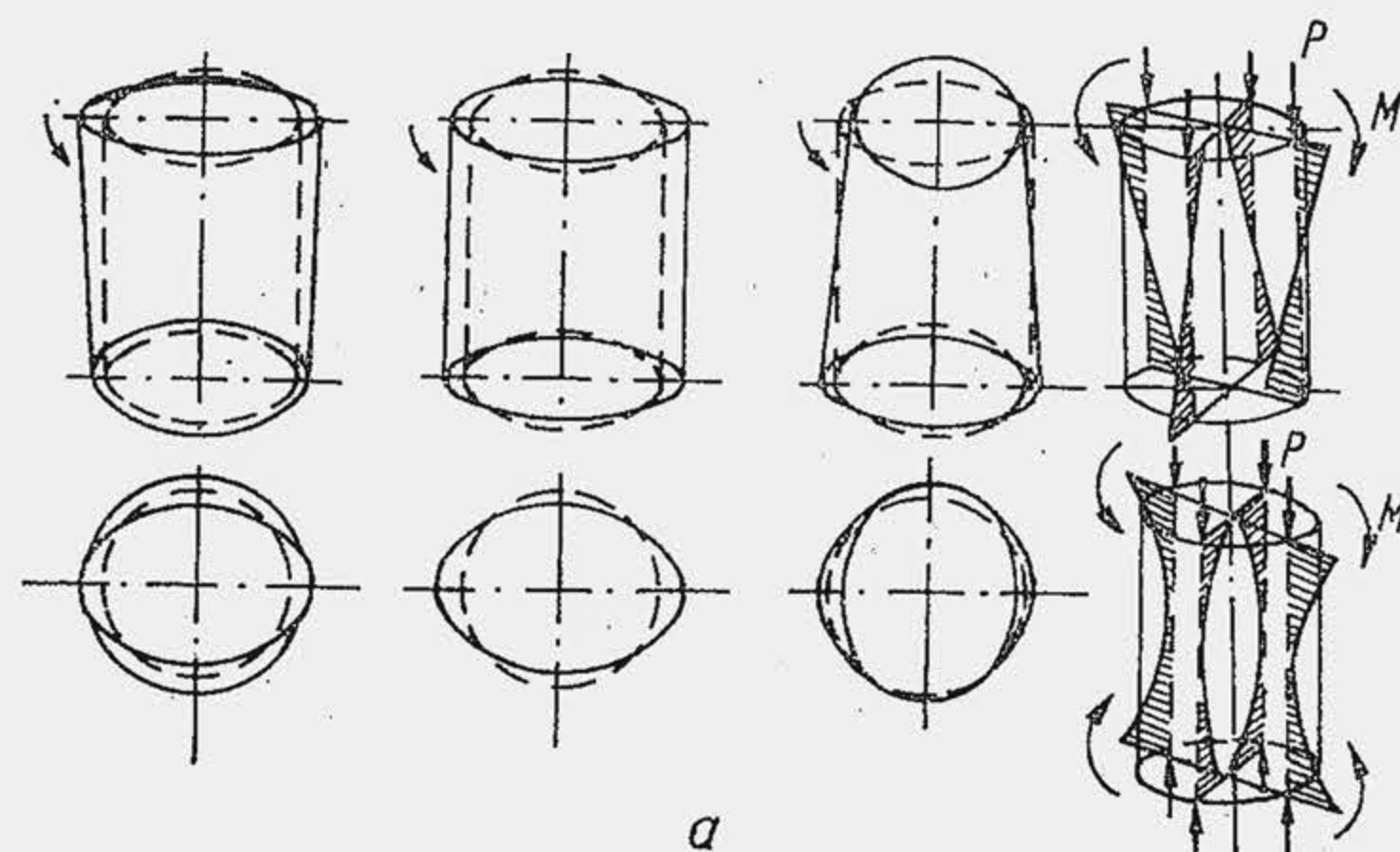
Fig. 15.24. Montajul termocuplelor TC în cilindru (a); izotermele din planul transversal (b) și planul longitudinal (c).

La strângerea chiulasei pe o instalație de simulare apar forțe axiale și mo-mente încovoietoare care produc deformări radiale și longitudinale ale cilin-drului (fig. 15.25). Pe motor, apare în plus o distribuție neuniformă a sar-cinii, care se recunoaște prin ondularea capetelor cilindrului (forțe axiale) și prin ondularea garniturii de chiulasă (momente încovoietoare). Deformarea neuniformă, apreciată prin diferența a două diametre perpendiculare, reduce durata de viață a segmentului. Micșorarea forței de prestrângere și reparti-zarea ei mai uniformă, prin mărirea numărului de șuruburi de la 4 la 7, dă rezultate satisfăcătoare, dar este o soluție costisitoare. În plus, este impor-tant ca repartiția uniformă a forțelor axiale în stare rece să se mențină și în funcționare, când diferențele locale de temperatură din chiulasă (răcire neuniformă) produc deformații termice mari. Rezemarea axială uniformă a cilindrului precum și dilatarea radială liberă sau limitarea uniformă a dila-tării radiale sînt condiții de bază pentru reducerea neuniformităților de de-formare.

Deformările dinamice au un caracter specific, deoarece presiunea gazelor acționează uniform pe direcția radială, dar variabil pe ciclu, iar forța nor-mală acționează în planul de oscilație al bielei și este de asemenea variabilă. Șocul produs de piston (v. par. 12.1.1.7) determină zgomote și uzarea supra-fețelor de alunecare, iar vibrațiile declanșează fenomenul de cavitație din lichidul de răcire, care conduce la coroziunea suprafeței exterioare a cilin-drului, pînă la fisurarea lui.

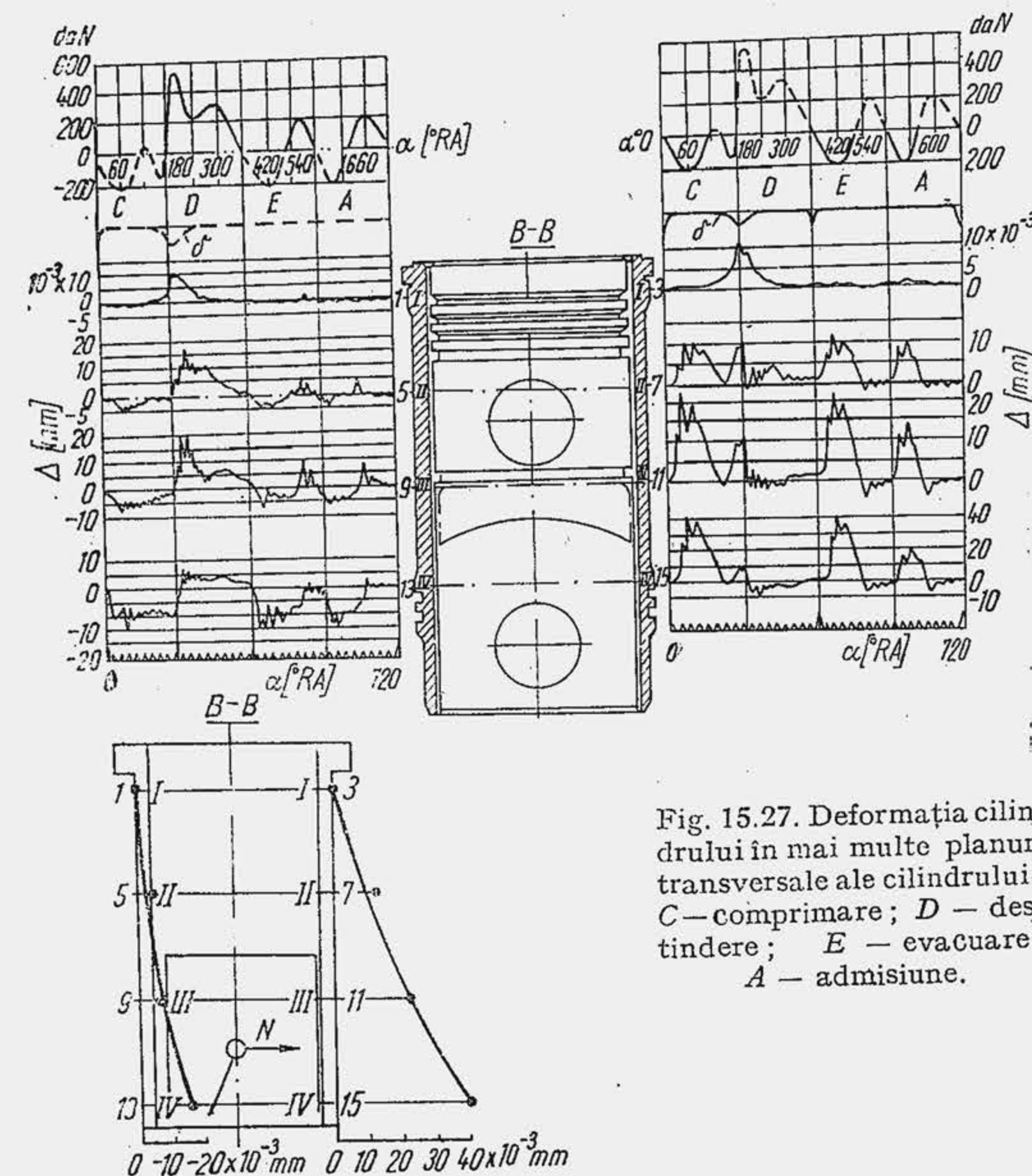
S-a dezvoltat recent tehnica de măsurare a deformării cilindrului în funcționare cu ajutorul mărcilor tensometrice [3], [6], [10]. O soluție simplă constă în măsurarea deformării la exte-riorul cilindrului 1 cu ajutorul tijelor traversante 2 (fig. 15.26, a), care transmit deplasarea radi-





ală a peretelui la bara elastică 3 prevăzută cu două mărci tensometrice 4. Traductorul este izolat de blocul de cilindri prin inele de textolit 5. Deplasarea se înregistrează pe un osciloscop 6 simultan cu presiunea gazelor și unghiul RA. O metodă mai precisă este aceea care permite determinarea deplasărilor radiale ale oglinzii cilindrului (fig. 15.26, b). În acest scop opt tije receptoare 1 se deplasează pe oglinda cilindrului, odată cu deplasarea pistonului 2 pe care sînt fixate. Deplasarea tijelor este înregistrată de mărcile tensometrice 3 fixate pe lama 4. Transmiterea semnalului în exterior se face ca în cazul măsurărilor de temperatură. Rezultatele măsurărilor se arată în figura 15.27. Se observă că în planul I deplasarea radială  $\Delta$  a oglinzii cilindrului urmărește modul de variație a presiunii gazelor, fiind maximă în timpul arderii ( $10 \mu\text{m}$ ). În planurile inferioare ale cilindrului, forța normală și impactul joacă un rol hotărîtor. Drept consecință se produce ovalizarea cilindrului, cu valoarea maximă de  $60 \mu\text{m}$  și încovoierea cilindrului cu valoarea maximă de  $40 \mu\text{m}$  în planul de oscilație al bieiei. Creșterea diametrului în acest plan este însoțită de o reducere a diametrului din planul axei arborelui cotit pînă la  $50 \mu\text{m}$ . Deformările cilindrului se atenuează mărind rigiditatea cilindrului prin sporirea grosimii peretelui, dar este o soluție obiecționabilă pentru că frînează transferul de căldură de la piston la lichidul de răcire. De asemenea jocurile radiale de montaj dintre gulerul superior (sau inferior) al cilindrului și bloc au un rol deosebit. Experiențe efectuate cu joc radial la gulerul superior, variabil în trei trepte ( $0,0 \mu\text{m}$ ,  $80 \mu\text{m}$ ,  $160 \mu\text{m}$ ) au arătat că există un joc optim ( $50 \dots 80 \mu\text{m}$ ) la care deformarea de circa  $20 \mu\text{m}$  este distribuită uniform în lungul generatoarei, ceea ce micșorează scăpările de gaze (cînd deformarea este mare la partea superioară a cilindrului) și consumul de ulei (cînd deformarea este mare la partea inferioară).

**Uzarea cilindrilor.** Uzarea suprafeței interioare a cilindrului constituie una din principalele cauze care limitează durata de funcționare a motorului. Un criteriu de apreciere a gradului de uzare a cilin-





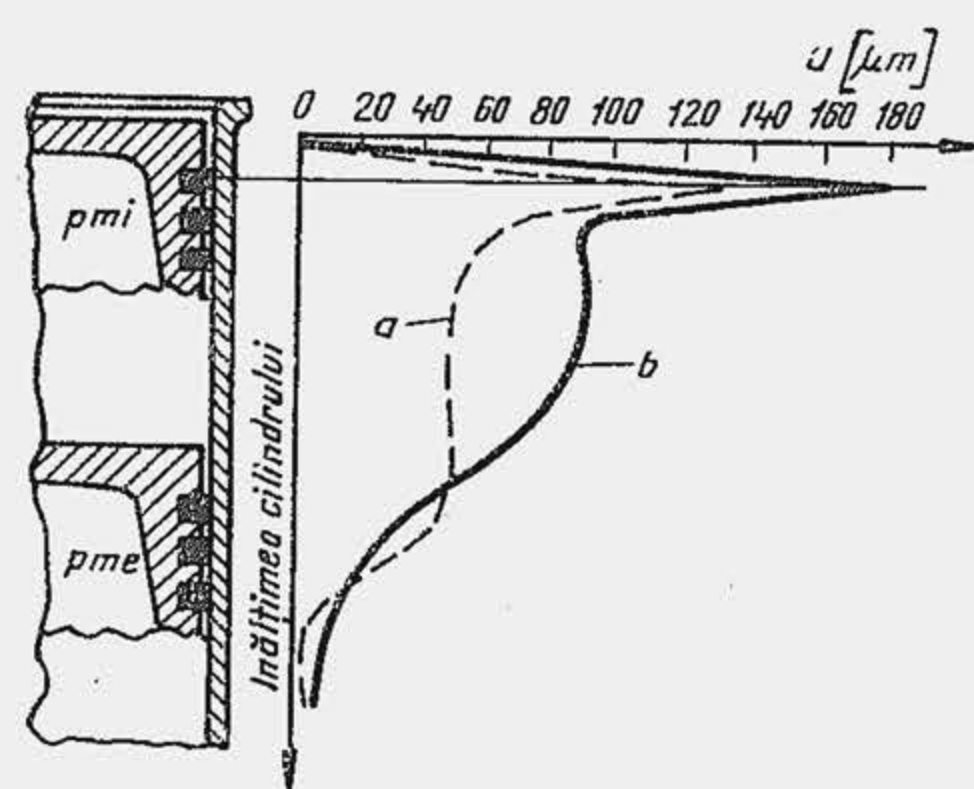


Fig. 15.28. Variația uzurii după înălțimea cilindrului:  
a — uzura în planul arborelui; b — uzura în planul normal.

formează în procesul de ardere (acizii acetic și azotic, formaldehidele, vaporii de apă etc.) și care condensează pe oglinda cilindrului. Prezența sulfului în combustibil intensifică uzarea corosivă datorită oxizilor de sulf  $SO_2$  și  $SO_3$  care împreună cu vaporii de apă dau acizii sulfuric și sulfuros. Un rol hotărâtor în dezvoltarea uzării corosive îl are temperatura oglinzii cilindrului, deoarece când coboară sub *punctul de rouă* produsele agresive din gazele de ardere condensează pe cilindru\*. Uzarea corosivă este maximă la partea superioară a cilindrului. Uzarea abrazivă a oglinzii cilindrului este produsă de particulele dure prezente în atmosferă (particule de cuarț), în ulei (așchii de metal, particule de calamină, cuarț etc.) și în combustibil. Profilul uzării abrazive a cilindrului arată că uzarea este concentrată la partea inferioară, când este provocată de particulele dure din ulei (fig. 15.29, a) și în zona superioară a cilindrului când este provocată de particulele dure din aer sau combustibil (b și c). Uzarea adezivă este consecința contactului direct dintre pis-

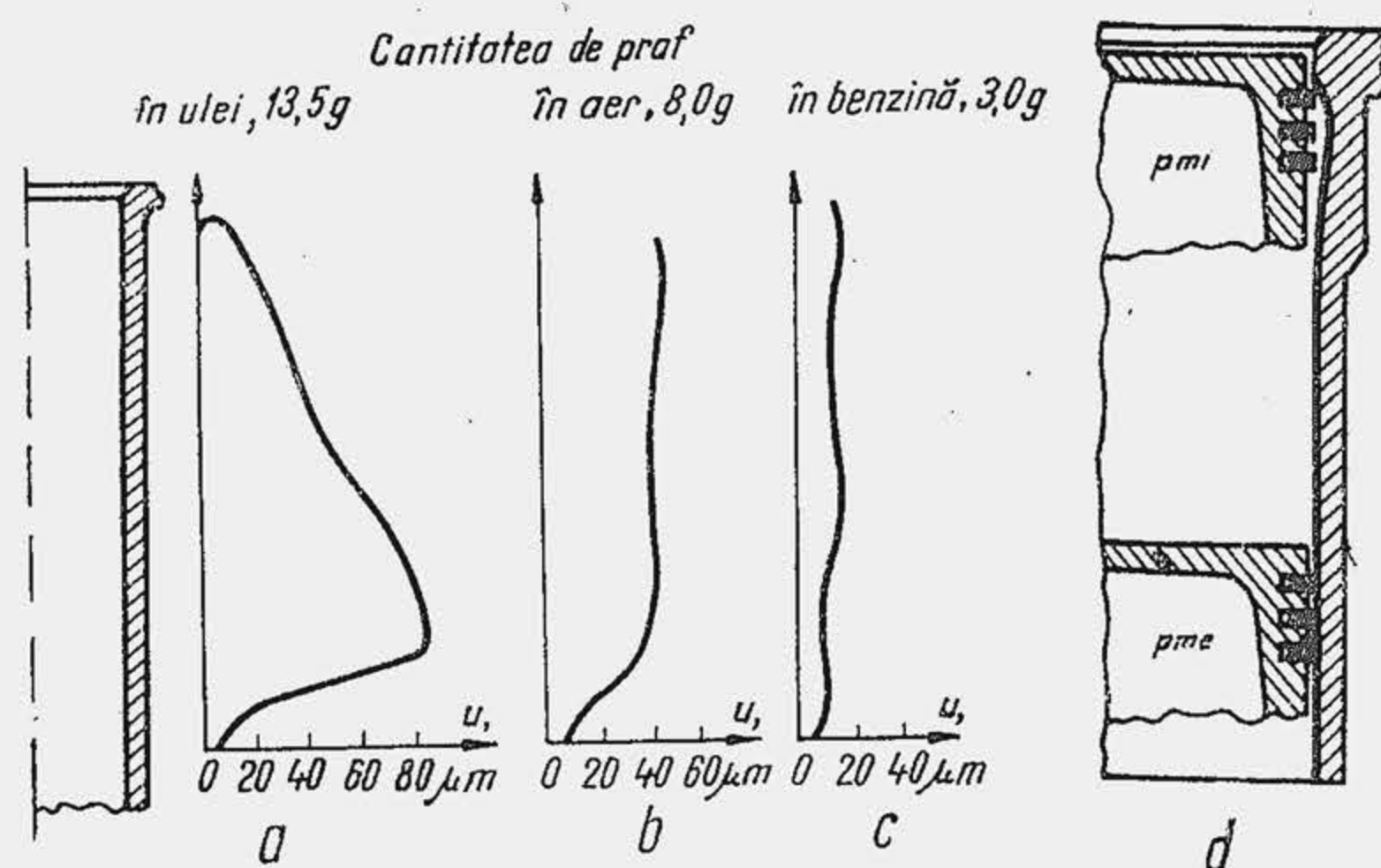


Fig. 15.29. Variația uzurii abrazive în lungul cilindrului (a, b și c); uzura adezivă a cilindrului (d).

\* *Punctul de rouă* sau *temperatura de rouă* se numește temperatura la care presiunea de saturatie este egală cu presiunea parțială a substanței din amestecul de gaze; ea reprezintă deci temperatura minimă la care substanța se mai află în stare de vaporii.

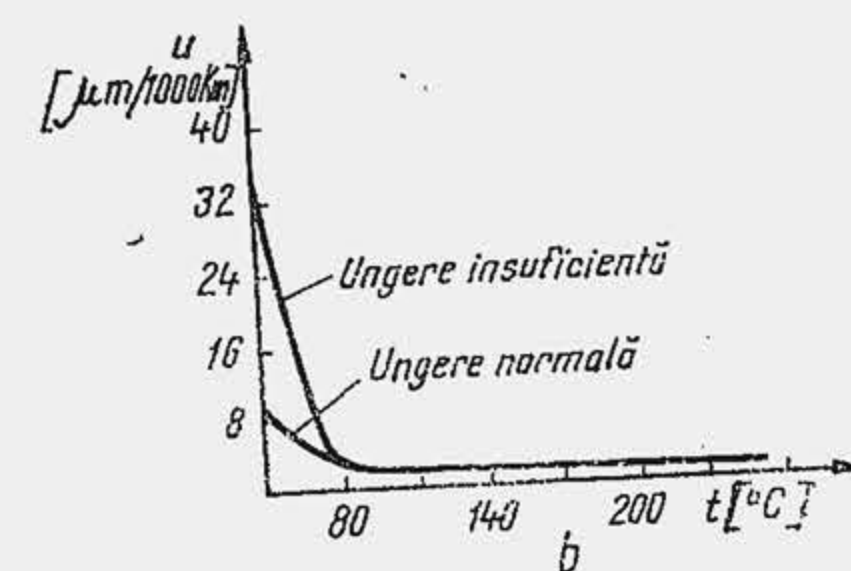
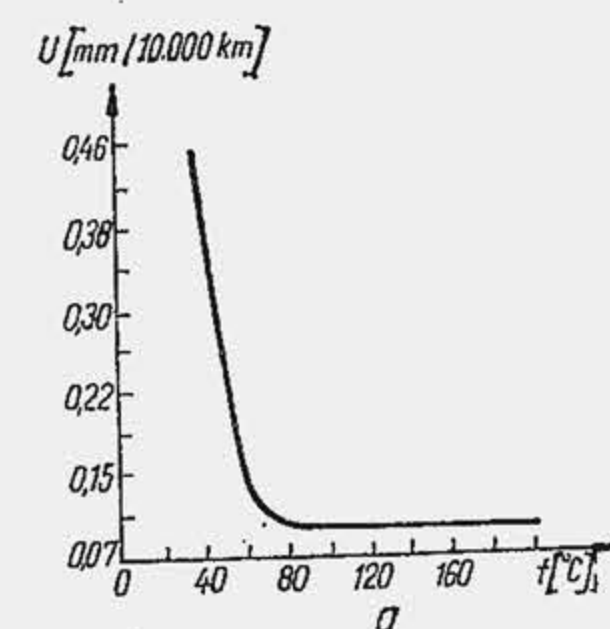
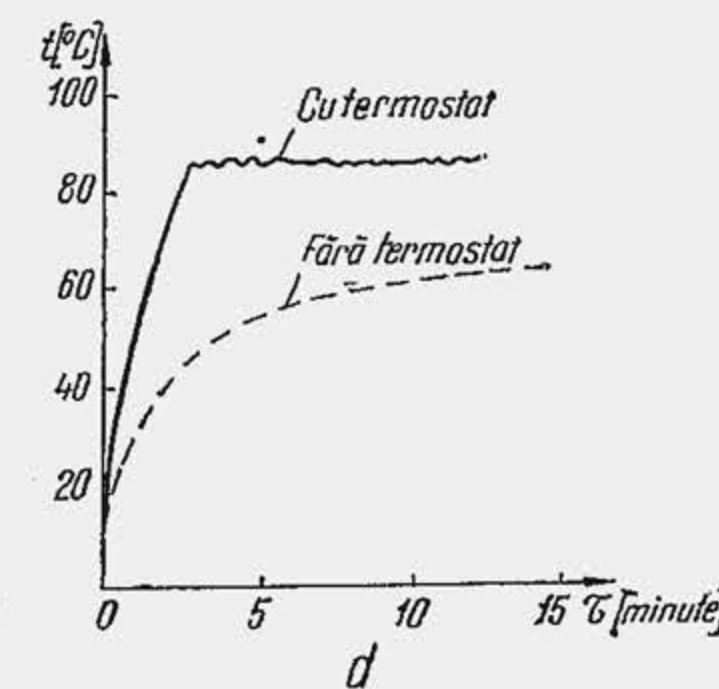
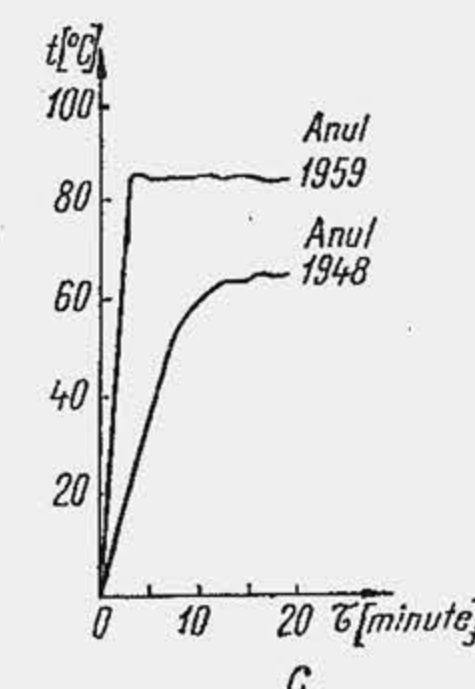


Fig. 15.30. Influența temperaturii lichidului de răcire și a condițiilor de ungere asupra uzurii cilindrului (a și b); reducerea duratei de încălzire a motorului (c și d).



ton, segmenti și cilindru, contact care este posibil la punctele moarte, când ungerea hidrodinamică este compromisă; uzarea adezivă se dezvoltă și în anumite condiții particulare de funcționare a motorului când este compromisă ungerea cilindrului (de exemplu, la pornirea motorului rece). Faptul că uzarea adezivă este maximă la *pmi* (d) se explică prin acțiunea a trei cauze: 1) presiunea ridicată a gazelor care acționează în spatele primului segment; 2) temperatura ridicată a segmentului de foc și a zonei superioare a cilindrului care ușurează formarea unor oxizi superficiali cu rezistență mecanică redusă; 3) viscozitatea redusă a peliculei de ulei.

Factorii care determină uzarea cilindrului sînt: 1) regimul de funcționare a motorului (sarcină, turație, stare termică); 2) presiunea exercitată de segmenti; 3) regimul de ungere a cilindrului; 4) gradul de impurificare a aerului, uleiului și combustibilului; 5) natura, viscozitatea și stabilitatea uleiului; 6) compoziția chimică și fracționată a combustibilului; 7) natura materialului de cilindru; 8) tehnologia de finisare a oglinzii cilindrului (rugozitate, tratament termic, tratament termo-chimic); 9) particularitățile constructive ale cilindrului sau cămășilor de cilindru (distribuția nesimetrică a materialului, variațiile rapide de secțiune); 10) deformările cilindrului produse la montaj (strîngerea neuniformă a prezoanelor) sau de starea termică; 11) răcirea cilindrului. Influența unui grup atît de mare de factori creează dificultăți în aprecierea acelor care acționează cu ponderea cea mai mare, în exploatare.

Experiența arată că o influență excepțională asupra gradului de uzare o exercită temperatura redusă a lichidului de răcire (fig. 15.30). Pentru condensarea produșilor agresivi, temperatura oglinzii cilindrului trebuie să fie de circa  $140^{\circ}C$ , ceea ce corespunde unei temperaturi a lichidului de răcire de  $80...90^{\circ}C$ ; la temperaturi mai joase ale mediului de răcire se intensifică fenomenul de condensare și deci uzarea corosivă. Pe această cale se explică în mare parte influența enormă a pornirii motorului rece asupra uzării cilindrului



(uzarea de pornire). După experiențele clasice ale lui H. Ricardo, uzarea la pornirea unui motor rece (MAS), echivalează cu uzarea produsă într-un interval de 10 ore de funcționare a motorului în regim nominal. J. Williams evidențiază pentru prima dată influența condițiilor de ungere asupra uzării cilindrului la temperaturi joase ale mediului de răcire (b). De aici rezultă necesitatea de a reduce timpul de încălzire a motorului după pornire, iar progresele realizate în acest domeniu sînt ilustrate în (c). Un rol pozitiv în această direcție îl are termostatul (d). La MAS, uzarea cilindrului depinde în mare măsură de compoziția fracționată a combustibilului (tab. 15.4), deoarece

Tabela 15.4

Influența punctului de fierbere a fracțiunilor din benzină asupra uzurii relative a cilindrului

Punctul de fierbere, în °C	180 ... 200	225	245	260
Uzura, în %	50	100	150	350

fracțiunile grele condensează ușor pe oglinda cilindrului. Uzarea de pornire poate fi redusă prin utilizarea unor uleiuri cu viscozitate redusă la temperaturi joase sau prin aditivarea lor cu substanțe cu acțiune anticorozivă. La MAC uzarea de pornire are o pondere mai mică. Astfel, după 160 porniri în condiții de vară ( $t_0 = +21^\circ\text{C}$ ) uzura cilindrului a diferit cu numai  $0,4 \mu\text{m}$  de uzura produsă de un număr egal de porniri în condiții de iarnă ( $t_0 = -8^\circ\text{C}$ ). La MAC uzura de pornire nu depășește  $2...3\%$  din uzura totală, întrucît la pornire nu are loc o îmbogățire excesivă a amestecului ca la MAS (v. par. 17.3.5), cu formarea peliculei de combustibil pe oglinda cilindrului.

O mare influență asupra uzării o are gradul de netezire a suprafeței. Se apreciază că rugozitatea optimă este de  $0,35...0,45 \mu\text{m}$ , întrucît asigură o stabilitate mare a peliculei de ulei. Un mijloc eficient de limitare a uzării cilindrului îl constituie cromarea poroasă (grosimea stratului de crom  $0,025...0,25 \text{ mm}$ ). Cu toate că procedeul de cromare poroasă este scump — aproape dublează costul cilindrului — se dovedește foarte economic prin reducerea uzurii de  $3...7$  ori.

Datorită progreselor realizate în creșterea rezistenței la uzare a suprafeței interioare a cilindrului, în ultimul timp se ridică problema rezistenței la uzare a suprafeței exterioare, deoarece se constată că rezistența acesteia la uzarea de oboseală și coroziune rămîne tot mai frecvent în urma rezistenței la uzare a oglinzii cilindrului.

## 15.4. ALIAJE ANTIFRICȚIUNE

Aliajele antifricțiune pentru cuzineții lagărului sau capului de bielă trebuie să satisfacă mai multe condiții dintre care unele sînt contradictorii. Condițiile principale sînt: 1) rezistență mecanică suficientă, la oboseală, compresiune, șoc, temperaturi relativ înalte de funcționare; 2) un coeficient de frecare redus; 3) capacitate antigripantă; 4) un grad ridicat de conformabilitate; 5) rezistență ridicată la coroziune; 6) capacitate înaltă de încorporare a particulelor dure, abrazive (incrustabilitate); 7) aderență bună la corpul cuzinetului; 8) conductibilitate termică ridicată; 9) prelucrabilitate bună prin așchiere; 10) cost redus.

Solicitarea la oboseală a cuzinetului este determinată de nivelul și variația presiunii maxime din pelicula de ulei (fig. 15.31) produse de forța rezultantă  $R_M$  sau  $R_L$  precum și de abaterile de aliniere a lagărelor care produc solicitări asimetrice. Efectul de oboseală se manifestă prin apariția unor fisuri la suprafața aliajului antifricțiune, care se propagă în adîncime pînă la corpul de oțel și produc în final desprinderea unor pavele poligonale de aliaj (fenomenul a fost atribuit inițial fragilității materialului sau aderenței insuficiente la carcasă). Datorită abaterilor de la forma geometrică și de

la poziția reciprocă a cuzineților și fusurilor este necesar ca aliajul antifricțiune să se acomodeze variațiilor de formă. Proprietatea materialului de a se adapta (conforma) la geometria suprafețelor conjugate se numește *conformabilitate* și se obține dacă aliajul antifricțiune are un modul de elasticitate redus, limita elastică, duritatea și rezistența la deformare plastică scăzute la temperaturi joase. Particulele dure, vehiculate de ulei acționează abraziv asupra metalului moale, de aceea, este de dorit ca materialul antifricțiune să rețină aceste particule prin încrustare, acțiunea abrazivă a acestora asupra fusului fiind redusă din cauza durității lui înalte. Rolul acestui proces nu trebuie exagerat, deoarece factorii care-l favorizează reduc rezistența la oboseală a cuzinetului; pe de altă parte, coeficientul de frecare al aliajului cu particule dure încorporate, crește de cîteva ori (de circa 5 ori, pentru particule de  $6 \mu\text{m}$ ). Pentru a limita uzarea fusului duritatea aliajului antifricțiune trebuie să fie mult mai mică și anume de  $10...15$  ori (duritatea aliajului  $30...50 \text{ HB}$ ; duritatea fusului  $250...600 \text{ HB}$ ). Ponderea relativă a proprietăților aliajului antifricțiune, asupra siguranței în funcționare a cuzinetului este arătată în tabela 15.5, după Locati.

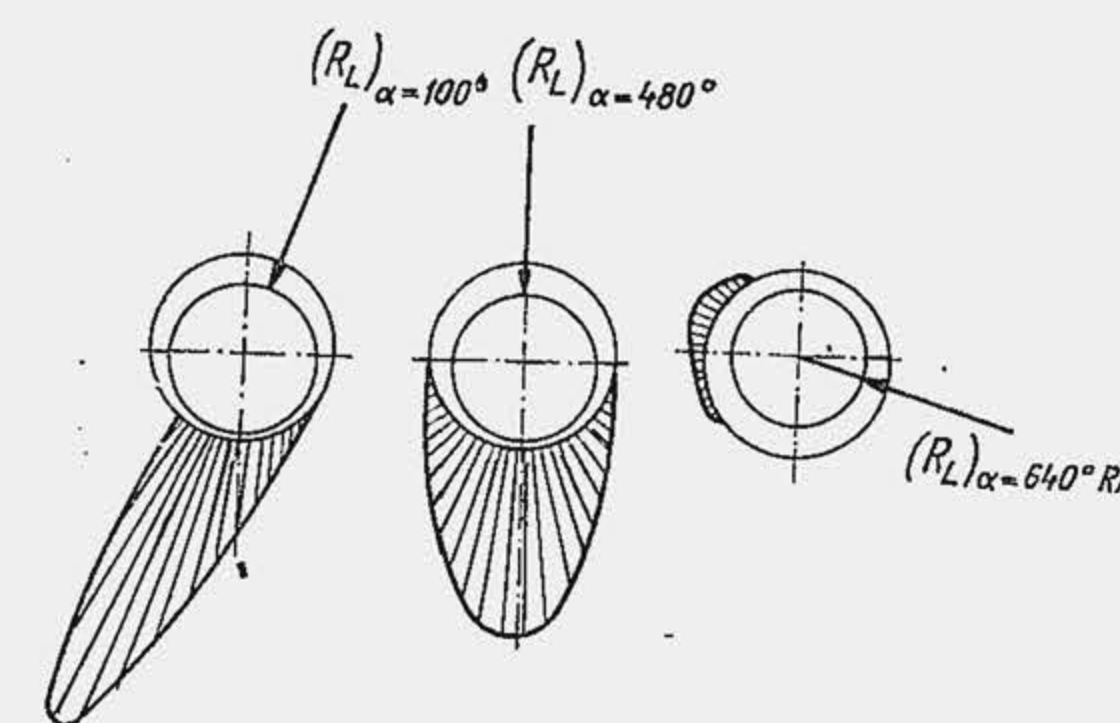


Fig. 15.31. Nivelul presiunii maxime din pelicula de ulei și poziționarea ei, pentru diferite încărcări ale lagărului.

Tabela 15.5

Ponderea relativă a proprietăților aliajelor antifricțiune

Proprietatea	Ponderea, în %
Rezistența la oboseală	60
Conformabilitatea	10
Rezistența la gripare	10
Duritatea fusului	5
Rezistența la coroziune	5
Încorporarea particulelor dure (incrustabilitate)	5
Aderență pe carcasă de oțel	2
Variația durității cu temperatura	2
Conductibilitate termică	1

Pentru a îndeplini condițiile funcționale menționate, structura aliajelor antifricțiune trebuie să cuprindă două faze: o fază moale și plastică care îndeplinește funcția antigripantă și o fază dură care suportă apăsarea transmisă de fus. Metalele care alcătuiesc faza moale sînt metalele albe moi, cu punct de topire redus, ca staniul (temperatură de topire  $232^\circ\text{C}$ ) și plumbul (temperatura de topire  $327^\circ\text{C}$ ). Faza dură este formată din compuși definiți



ai Sn, Pb, Cu, Al. Faza moale se răspîndește uniform în structură la nivelul microscopic, se înmoaie, curge plastic în jurul incluziunilor dure, cînd apare o concentrare termică ridicată, și formează o peliculă de metal care întrerupe procesul direct de frecare dintre fus și incluziunile dure. Aliajele antifricțiune se grupează în mai multe clase (compoziția chimică corespunzătoare fiecărei

Tabela 15.6

Compoziția unor aliaje antifricțiune, în procente

Metalul	Aliaj antifricțiune pe bază de:					
	Staniu	Plumb	Cadmiu	Cupru	Aluminiu	
Staniu	80...90	1...9	—	—	7	18...20
Stibiu	8...3	10...15	—	—	—	—
Cupru	2...6	≈ 1	—	50...75	1	1
Plumb	1	75...85	—	25...50	—	—
Cadmiu	—	—	98	—	—	—
Nichel	—	—	1...1,5	—	1	—
Argint	—	—	0,5...1,0	—	—	—
Aluminiu	—	—	—	—	91	81...79

clase se arată în tab. 15.6): 1) *aliaje antifricțiune pe bază de staniu* (numite și metale albe sau babbitt, după numele inventatorului, 1839), la care masa de bază (faza moale) e constituită din soluție solidă pe bază de Sn iar incluziunile dure sînt compuși  $Cu_3Sb$ ,  $SnSb$ ; 2) *aliaje antifricțiune pe bază de plumb*, la care faza moale este alcătuită din Pb aproape curat iar incluziunile dure sînt compuși ai plumbului cu elemente de aliene,  $PbCu$ ,  $PbCu_2$ ; 3) *aliaje antifricțiune pe bază de cadmiu*; 4) *aliaje antifricțiune pe bază de argint*; 5) *aliaje antifricțiune pe bază de cupru* numite frecvent *bronzuri de plumb* (Bz/Pb), la care faza moale, plumbul este cuprinsă sub formă de incluziuni în faza dură cuprul; 6) *aliaje antifricțiune pe bază de aluminiu*. În țara noastră aliajele antifricțiune pe bază de Sn, Pb și Al sînt standardizate (STAS 202-73). Un rol important asupra presiunii maxime și duratei de serviciu a cuzinetului îl are grosimea stratului de compoziție (aliajele antifricțiune pe bază de Sn sau Pb) — figura 15.32. Faptul că la grosimi mari ale stratului (peste 0,4 mm) durabilitatea este redusă și constantă se explică prin aceea că la asemenea grosimi compoziția preia eforturile în toată masa și nu rezistă; creșterea durabilității la reducerea grosimii se explică prin aceea că la rezistența mecanică a sistemului participă și corpul de oțel al cuzzi-

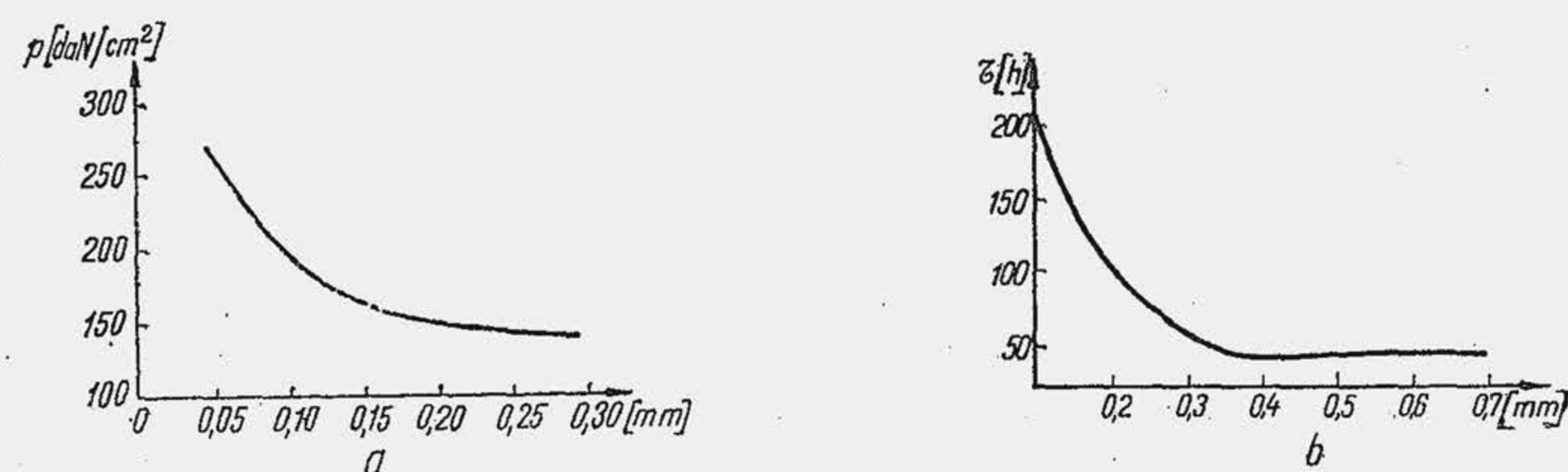


Fig. 15.32. Influența grosimii stratului de compoziție asupra presiunii maxime și duratei de serviciu a cuzinetului.

netului. Nu s-a pus încă la punct tehnologia de fabricație care să permită realizarea tehnică și economică a unor grosimi ale stratului de aliaj antifricțiune de 0,05 mm; de aceea grosimile uzuale sînt cuprinse între 0,15... 0,25 mm.

Comparînd proprietățile diferitelor tipuri de aliaje antifricțiune (tab. 15.7) se pot trage unele concluzii asupra materialelor utilizate în construcția motoarelor cu ardere internă. Aliajele pe bază de Sn sau Pb erau în trecut

Tabela 15.7

Proprietățile relative caracteristice ale principalelor aliaje antifricțiune pentru cuzineți (în procente)

Proprietatea	Aliajul de antifricțiune pe bază de:							
	Staniu	Plumb	Cadmiu	Bronz cu plumb	Bronz cu plumb*)	Aluminiu	Argint	Argint*
Rezistența la oboseală	8	13	32	47	47	82	100	100
Conformabilitate	82	57	82	12	100	52	3	100
Incrustabilitate	100	72	60	38	50	19	8	12
Rezistența la gripare	100	94	56	40	75	82	28	75
Rezistența la coroziune	100	75	38	25	82	100	100	100
Duritatea fusului arborelui	100	100	85	39	100	39	4	12
Aderența la carcasa de oțel	79	62	88	100	100	100	100	100
Rezistența la temperatură	6	10	10	16	16	38	100	100
Conductibilitatea termică	16	10	22	69	69	50	100	100

\* cu strat de protecție.

și sînt încă și astăzi la MAS și uneori la MAC, aliajele cele mai răspîndite (duritate 22...29 HB) deoarece au o prelucrabilitate ușoară, conformabilitate și incrustabilitate înalte, rezistență înaltă la coroziune și comportare foarte bună la gripare. Ele prezintă cîteva neajunsuri: au o rezistență la oboseală redusă, pusă în evidență mai ales la utilizarea lor la MAC, cînd stratul de aliaj suferă crăpături și desprinderi de carcasă; au o duritate insuficientă, din care cauză la presiuni specifice mari și temperaturi ridicate ale uleiului, durabilitatea este nesatisfăcătoare. Aliajul antifricțiune pe bază de cadmiu a dovedit o rezistență superioară la oboseală; cu toate acestea nu mai este întrebuintat de mai bine de două decenii din cauza prețului ridicat și tendinței la coroziune. În prezent au căpătat o largă răspîndire, mai ales la MAC, aliajele Bz/Pb (duritate 50...60 HB) care au rezistența la oboseală superioară și capacitatea de a suporta presiuni specifice mari (fig. 15.33) la aceeași durată de serviciu. Aliajul Bz/Pb are o rezistență insuficientă la coroziune din care cauză sînt necesare uleiuri aditivate sau adaosuri de staniu sau indiu. Aliajul Bz/Pb prezintă și alte dezavantaje: rodajul dificil al fusului, pericolul de rizare a fusului la o ungere insuficientă și incrustabilitate insuficientă din care cauză este necesară o filtrare foarte fină a uleiului. Utilizarea cuzinetilor subțiri din Bz/Pb impune mărirea rigidității arborelui cotit și a capului bieiei. Se obține o ameliorare sensibilă a calităților antigripante ale aliajului

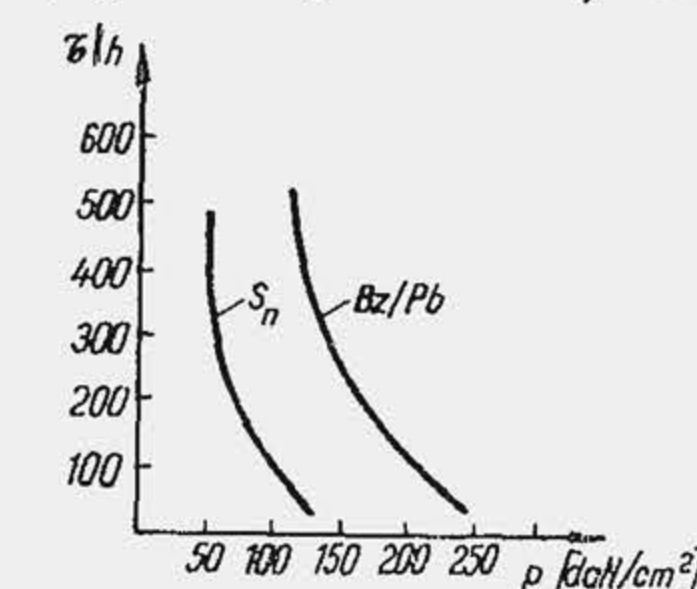


Fig. 15.33. Influența presiunii asupra duratei de serviciu a cuzinetului.



(aderența mai bună a uleiului la stratul superficial) dacă se acoperă cu indiu, plumb cu indiu sau o peliculă Pb-St de 5—10  $\mu\text{m}$ . În acest caz se folosește un strat de Ni pentru a opri difuzia staniului în aliajul Bz/Pb. Un exemplu de cuzinet cu aliaj Bz/Pb îl constituie cuzinetul Glyco (tab. 15.8).

Tabela 15.8

Cuzinet trimetalic Glyco

Stratul de metal	Materialul	Grosimea, în $\mu\text{m}$	Procedeele de fabricație
Suportul (1)	OL Martin 0,1% C	(1,0...5) $10^3$	bandă laminată ; eboșare
Aliaj antifricțiune (2)	Bz/Pb	300...1500	turnat, centrifugal
Strat de nichel (3)	Ni	1...1,5	aplicare galvanică
Strat antigripant (4)	Metal alb (Pb, Sn, Cu)	20...25	aplicare galvanică
Strat protector (5)	Metal alb (Pb, Sn)	1	aplicare galvanică



În ultimul timp se extinde aliajul antifricțiune pe bază de aluminiu, care are o rezistență înaltă la oboseală și suportă presiuni specifice maxime de patru ori mai mari decât aliajul pe bază de Sn. La încălzire, duritatea aliajului scade neînsemnat. Costul cuzinetului este de 3...4 ori mai mic decât cuzinetul Bz/Pb. Cuzinetul cu aliaj antifricțiune pe baza de aluminiu lucrează corespunzător numai dacă reazemele sînt bine rigidizate iar uleiul este foarte bine filtrat. La unele motoare cu lagăre foarte încărcate se utilizează aliaje antifricțiune pe bază de argint care suportă presiuni specifice înalte, au rezistență mare la oboseală și coroziune dar sînt foarte scumpe.

Aliajele antifricțiune își îmbunătățesc unele proprietăți (rezistența la coroziune, reținerea de ulei, coeficientul de frecare) prin acoperire cu metale moi (grosimea stratului 5...7  $\mu\text{m}$ ). Durata cuzineților pentru diferite tipuri de motoare este estimată în tabela 15.9, iar cauzele care

Tabela 15.9

Durabilitatea cuzineților reclamată de diferite tipuri de serviciu

Destinația motorului	Durabilitatea, în ore
Motoare de avion cu piston	1 500...2 000
Motoare de autoturisme	2 000...3 000
Motoare de camioane	3 000...4 000
Motoare de tractor	3 000...4 000
Motoare de tracțiune feroviară	10 000...15 000
Motoare marine	10 000...15 000
Motoare industriale	15 000...25 000

Tabela 15.10

Ponderea principalelor cauze care distrug cuzinetul

Cauza	Ponderea, în %
Particule metalice și anorganice	47
Abateri de la coaxialitate	14
Abateri de montaj	12
Suprasarcină	10
Defecte de ungere	8
Coroziune	5
Alte cauze	4

micșorează durata de serviciu a cuzinetului sînt arătate în tabela 15.10. Utilizarea cuzineților trimetalici (OL-Bz/Pb — metal moale) permite mărirea presiunii specifice cu 20...30% în comparație cu cuzineții bimetalici (OL — strat de aliaj antifricțiune). Pentru execuția cuzineților cu pereți subțiri există norme standardizate, cuprinse în STAS 9715-77 și STAS 9814-74. Valorile admisibile pentru un fus cu diametrul de 100 mm se arată în tabela 15.11.

Tabela 15.11

Valori admisibile pentru verificarea cuzineților

Nr. crt.	Materialul	Jocul, în $\mu\text{m}$	Presiunea pe cuzinet, în $\text{daN/cm}^2$
1	Aliaj pe bază de staniu $\delta > 0,22 \text{ mm}$ ( $\delta$ -grosimea stratului) $\delta = 0,09...0,1 \text{ mm}$ $\delta = 0,04...0,06 \text{ mm}$	60...100	150 190...200 240...260
2	Aliaj Bz/Pb — fritat — turnat — cu strat de protecție	70...140 60...100	260...280 310...360 —
3	Aliaj pe bază de Al cu Sn	80...100	700

## BIBLIOGRAFIE

- Brun, R. *Science et technique du moteur diesel*. T. III. Paris, Technip, 1971.
- Buty, L. și Petricenko, M. *L'attelage mobile des moteurs rapides*. Paris, Technip, 1964.
- Gogolițan, M. A., Soțkov, D. A. *Vlianie velicină zavora v sopriajenii ghilză-bloc na deformațiiu ghilză țilindrov*. Avtomobilnaia Promišlenosti, 11, 1972.
- Grigoriev, M. A. ș. a. *Iznos țilindrov*. Avtomobilnaia promišlennosti, 3, 1966.
- Hășeganu-Zamfirescu, E. *Cercetări actuale privind solicitările mecanice ale cilindrului*. Referat doctorat Catedra motoare cu ardere internă I.P.B., 1975.
- Loebell, R. *Messung der kolbenquerbewegung mit kapazitiven Gebern in einem Diesel-motor*. MTZ, 3, 1969.



7. Popa, B. ș. a. *Rodarea și uzarea motoarelor cu ardere internă*. București, Edit. tehnică, 1967.
8. Priester, J. *Materialele cuzinelor motoarelor de automobile*. Automobil, 11, 1965, p. 24-25.
9. Schilling, A. *Les huiles pour moteurs et le graissage des moteurs*. Vol. I, II. Paris. Publications de l'Institute Francaise de Petrole, 1962.
10. Stecher, F. *Zylinderverformungen-Untersuchungen in einer Modellanlage und im laufenden Motor*. MTZ, 12, 1970.
11. Șerman, A. D. *Analiz formei epurii iznosa țilindrov*. Avtomobilnaia promišlennosti, 7, 1969.
12. Vasilca, Gh. și Biță. O. *Procese de lubrificație, frecare și uzură la suprafețele metalice*. București, Edit. Academiei Republicii Socialiste România, 1967.
13. Vihert, M. A. ș. a. *Konstrukția i rasciot avotraktornih dvigatelei*. Moskva. Izd. Mašino-stroenie, 1964.
14. Vzorov, B. A. ș. a. *Issledovanie dinamiceskih deformații ghilz țilindrov*. Avtomobil-naia promišlennosti, 5, 1971.

## PARTEA A TREIA

---

## SISTEMELE AUXILIARE



## SISTEMUL DE DISTRIBUȚIE A GAZELOR

**Funcțiuni. Părți componente.** Sistemul de distribuție a gazelor — pe scurt, sistemul de distribuție — reprezintă ansamblul tuturor organelor care permite umplerea periodică a cilindrului cu gaze proaspete și evacuarea periodică a gazelor de ardere din cilindrul motorului în atmosferă. Sistemul de distribuție trebuie să fie eficient adică să asigure un grad de umplere  $\eta_v$  și de evacuare  $\eta_{ev}$  ridicat; la MAS el trebuie să asigure în plus distribuția uniformă a fluidului proaspăt între cilindri. Sistemul de distribuție trebuie să asigure silențiozitatea schimbului de gaze (să reducă zgomotele produse de curgerea gazelor) și să fie el însuși silențios (numărul mare de piese în mișcare, care intră în alcătuirea lui și jocurile funcționale sînt o sursă importantă de zgomot). Sistemul de distribuție trebuie să fie simplu de fabricat și de întreținut, ieftin și durabil.

Sistemul de distribuție este alcătuit din trei părți: 1) conductele de gaze (colectoarele) care transportă și distribuie fluidul proaspăt între cilindri, care colectează și transportă gazele de ardere în atmosferă; 2) mecanismul care comandă deschiderea și închiderea periodică a orificiilor de admisiune și evacuare ale cilindrului; 3) amortizorul sau amortizoarele de zgomot care limitează intensitatea zgomotelor produse de evacuarea gazelor de ardere sau de admisiunea fluidului proaspăt.

Se disting trei procedee de comandă a deschiderii și închiderii orificiilor de admisiune și evacuare, denumite: distribuție prin supape, distribuție prin sertare, distribuție prin lumini. Primele două procedee pretind un mecanism special de comandă; ultimul procedeu asigură comanda cu ajutorul mecanismului bielă-manivelă, prin intermediul pistonului. Distribuția prin supape este universală la motoarele în patru timpi; numai pentru unele motoare destinate mașinilor de curse s-a adoptat distribuția prin sertare. Distribuția prin lumini este caracteristică la motoarele în doi timpi; unele motoare în doi timpi utilizează distribuția mixtă, prin supape și lumini.

### 16.1. MECANISMUL DE DISTRIBUȚIE PRIN SUPAPE

#### 16.1.1. ELEMENTE COMPONENTE. TRANSMITEREA MIȘCĂRII

Elementele fundamentale ale mecanismului de distribuție (fig. 16.1) sînt: *supapa 1* care obturează orificiile de schimbare a gazelor; *arcul 2* care menține supapa pe sediu sau împiedică desprinderea ei de sistemul de comandă

a mișcării; *arborele de distribuție 3* cu *cama 4* care comandă mișcarea supapei; *sistemul de împingători* — *tachetul 5*, *tija 6* și *culbutorul 7* — cînd arborele de distribuție este așezat lateral (față de cilindru) și nu acționează direct supapa; *sistemul de transmitere a mișcării* de la arborele cotit la arborele de distribuție.

Amplasarea supapelor în chiulasă este soluția curentă pentru motoarele de autovehicule. Soluțiile constructive întâlnite la motoare fabricate în

România se arată în figurile 16.2 (cu notațiile anterioare) și 16.3. La motoarele policilindrice mecanismul de comandă comportă o simplificare cînd supapele sînt așezate pe aceeași linie, deoarece este suficient un singur arbore de distribuție cu camele decalate între ele (fig. 16.3). Pentru a mări durabilitatea camelor și frecvența proprie a arcului sau ansamblului de piese în mișcare se reduc forțele de inerție, prin eliminarea unor piese din mecanismul de comandă. În acest scop, arborele de distribuție se așază în chiulasă — soluție care se răspîndește astăzi la motoarele de turism cu turație sporită, peste 5500 rot/min. Dacă supapele sînt așezate pe aceeași linie, se utilizează un singur arbore

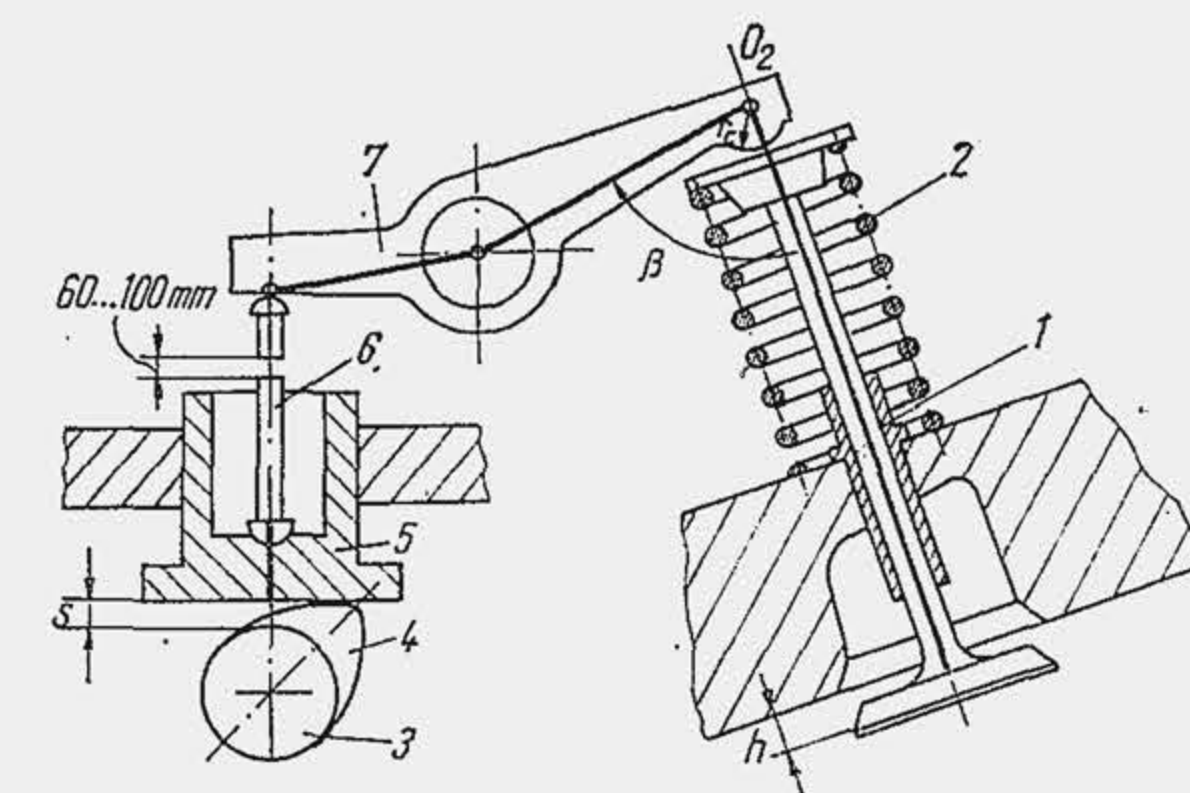


Fig. 16.1. Sistemul de comandă a supapei așezată în chiulasă.

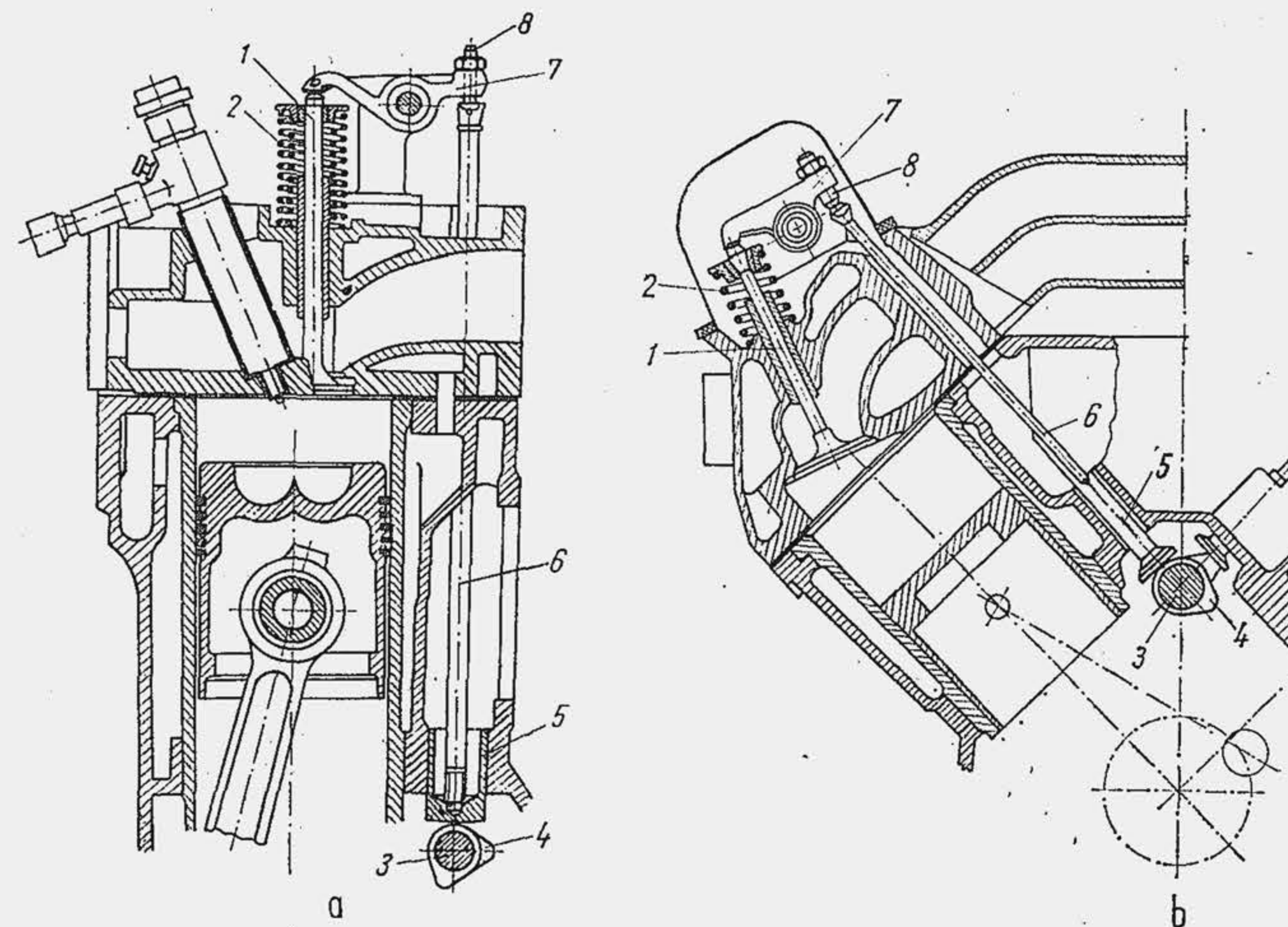


Fig. 16.2. Organizarea mecanismului de distribuție la motoarele D-103 (a) și SR-211 (b).



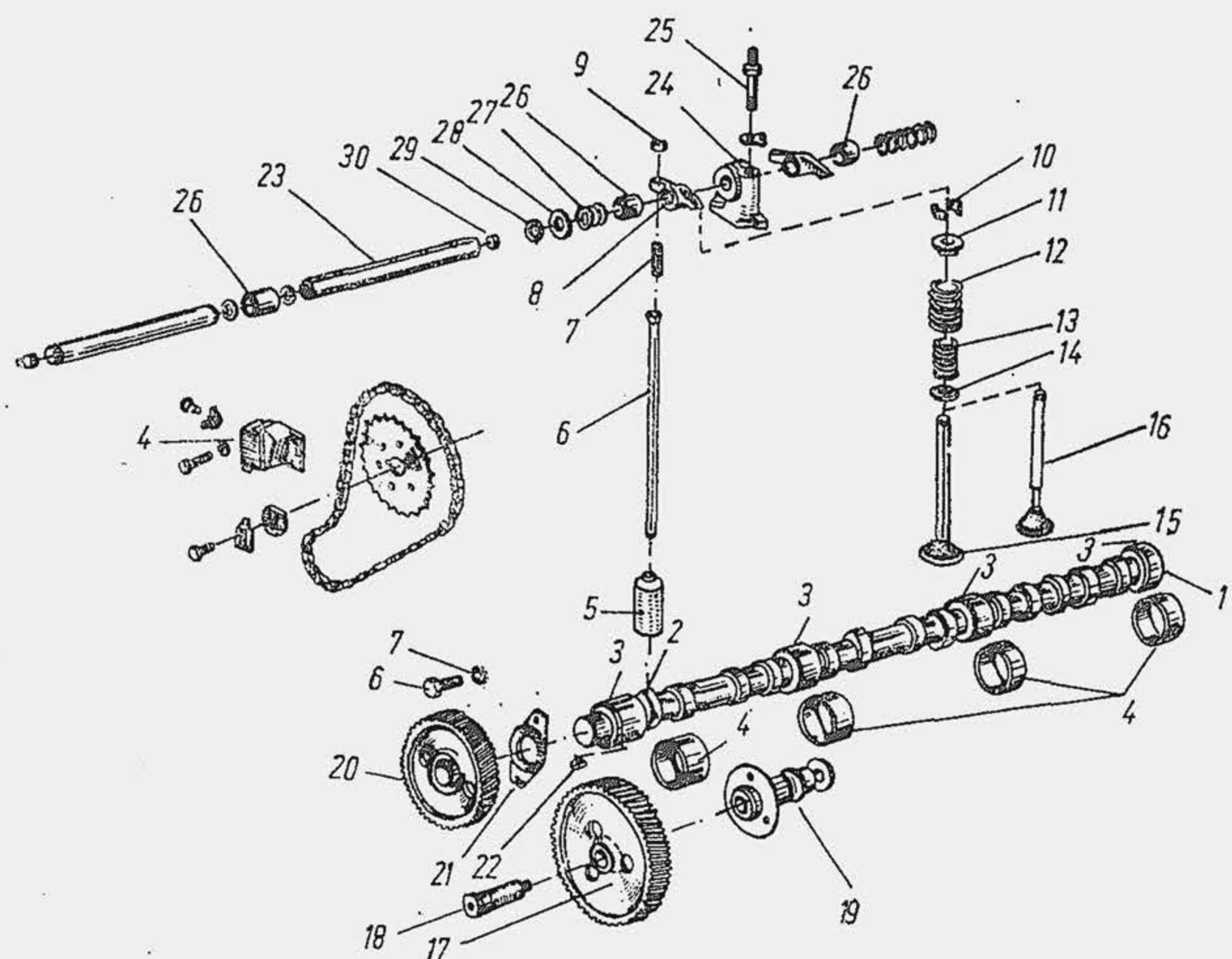


Fig. 16.3. Organele componente ale mecanismului de distribuție de la motorul SAVIEM 797-05 :

1 — arborele de distribuție; 2 — cama; 3 — fusul de reazim; 4 — cuzinetul; 5 — tachetel; 6 — tija împingătoare; 7 — șurubul de reglaj al jocului termic; 8 — culbutorul; 9 — piulița șurubului 7; 10 — bușă conică; 11 — talerul superior al arcului; 12 — arc exterior; 13 — arc interior; 14 — talerul inferior al arcului; 15 — supapa de evacuare; 16 — supapa de admisiune; 17 — roată dințată intermediară; 18 — bulonul de fixarea roții; 19 — axul roții intermediare; 20 — roata dințată a arborelui de distribuție; 21 — flanșa de fixare; 22 — pană; 23 — axul culbutorilor; 24 — suportul axului culbutorului; 25 — șurubul de fixare a culbutorului; 26 — bușă; 27 — arc; 28 — garnitură; 29 — siguranță; 30 — dop. Detaliul A, transmisia cu lanț de la motorul turismului Dacia 1300.

de distribuție care antrenează direct supapa (fig. 16.4, a); când supapele sînt înclinate mișcarea se transmite printr-un culbutor (b) sau o pîrghie (c). Dacă se prevăd mai mult de două supape se utilizează doi arbori de distribuție (d) când supapele de admisiune și cele de evacuare sînt așezate fiecare pe aceeași linie sau un singur arbore de distribuție când supapele de același fel se așază alăturat; în ultimul caz antrenarea se efectuează prin intermediul unor traverse, ghidată într-o bușă.

Sistemul de transmitere a mișcării de la arborele cotit este format, din două roți dințate (fig. 16.5, a), când arborele de distribuție este amplasat lateral, la partea inferioară a cilindrului. Una dintre roți se fixează pe arborele cotit și se confecționează din oțel, cealaltă se fixează pe arborele de distribuție, se confecționează din fontă, mase plastice sau textolit (pentru atenuarea zgomotelor), și are, la motorul, în patru timpi, un diametru de două ori mai mare (un număr dublu de dinți), pentru a reduce la jumătate turația arborelui de distribuție. Pentru a reduce lățimea motorului, se utilizează o roată intermediară (b) care asigură totodată transmiterea mișcării la pompa de injecție (motoarele pentru autocamioanele DAC și ROMAN). Se obține o funcționare silențioasă dacă se confecționează roțile dințate cu dinți oblici, soluție adoptată pe motoarele menționate (v. fig. 16.3). Când arborele de distribuție se amplasează la nivelul superior al blocului-carter sau în chiulasă se utilizează transmisia cu axe cu roți dințate conice sau transmisia cu lanț. Schema c se utilizează la motoarele în V. Transmisia cu lanț sau curea este simplă, silențioasă, compactă (nu pretinde roți dințate cu diametre mari); în ultimul timp a

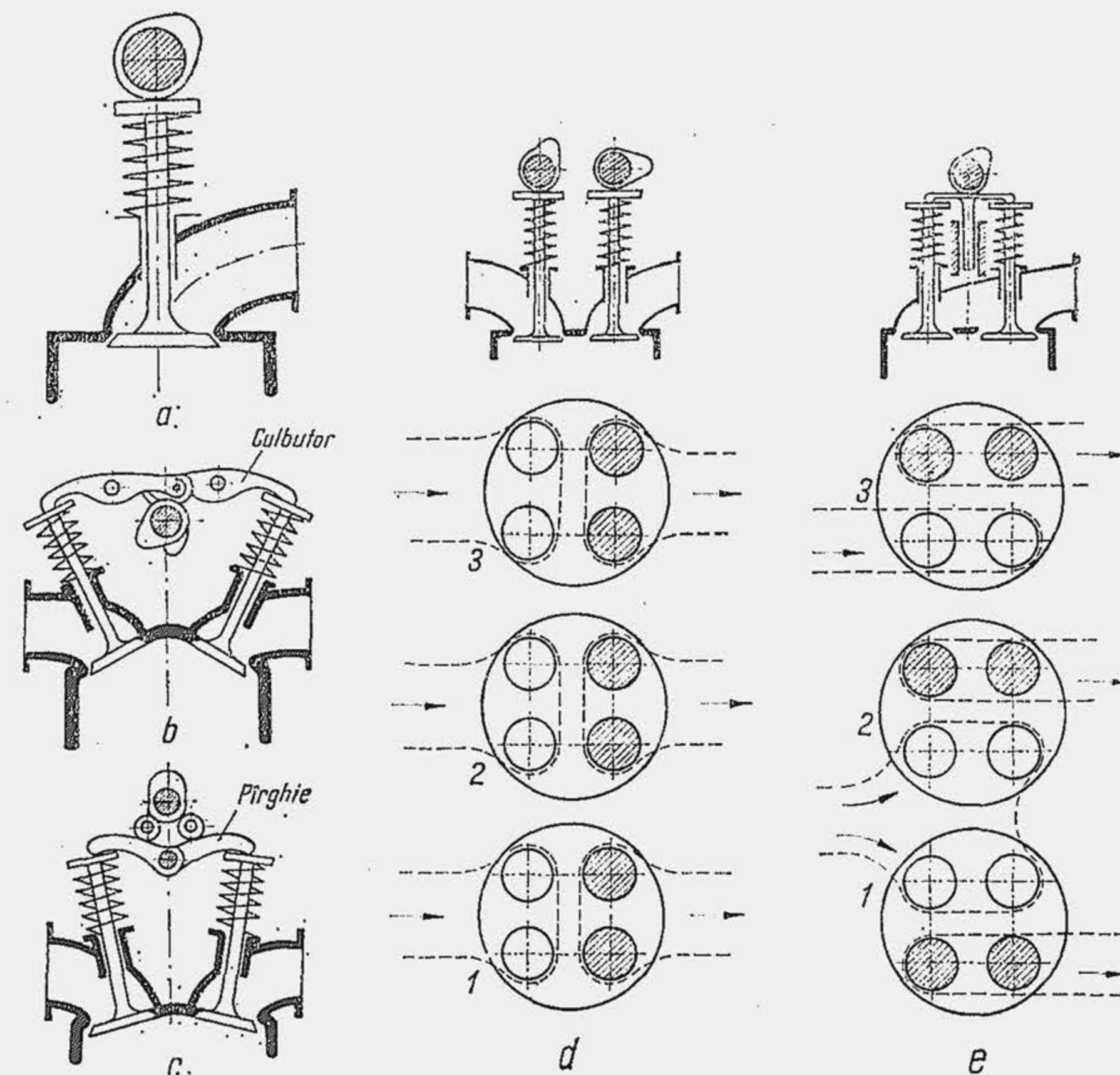


Fig. 16.4. Organizarea mecanismului de distribuție în raport cu numărul și poziția supapelor.

devenit sigură în funcționare și este în curs de răspîndire. Ea permite antrenarea simultană a arborilor de acționare, a altor sisteme auxiliare. Lanțul de transmisie este cu zale simple (v. fig. 16.3, detaliul A) sau duble (fig. 16.6, a); cureaua de transmisie este cu dinți (b). Zalele se confecționează din oțel. Cureaua de transmisie, soluție recentă, are dinții confecționați din material plastic (neopren), este întărită cu o bandă de oțel și acoperită cu un strat de nylon pentru reducerea frecării și uzurii. Când transmisia cu lanț este lungă (c) ea cuprinde un întinzător 1 și 2, cu comandă mecanică (întreținere manuală) sau hidraulică (fără întreținere) și un număr de glisieri simple sau duble, interioare și exterioare (3, 4, 5 și 6) care amortizează vibrația și mai multe roți cu dinți 7, 8, 9, 10. Glisiera este de tipul cu bandă de oțel (d) sau cu bandă de cauciuc (e). Întinzătorul este de tipul cu bandă sau roată (f).

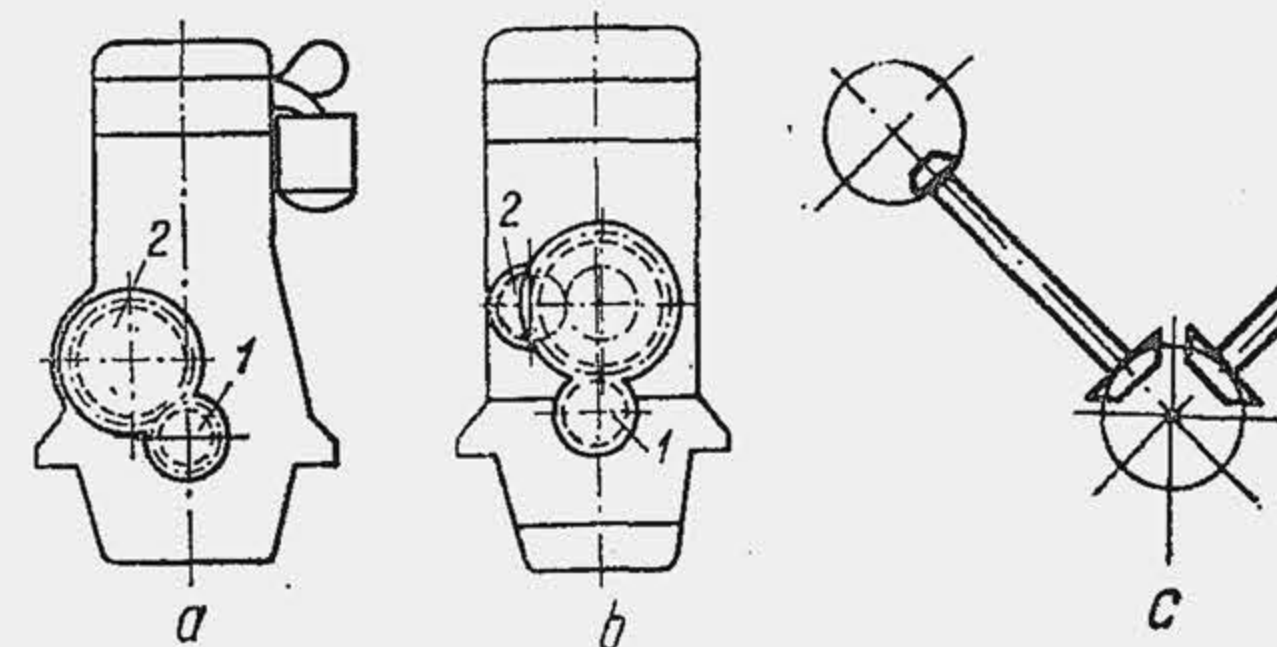


Fig. 16.5. Scheme de antrenare a arborelui de distribuție.



## 16.1.2. SUPAPA

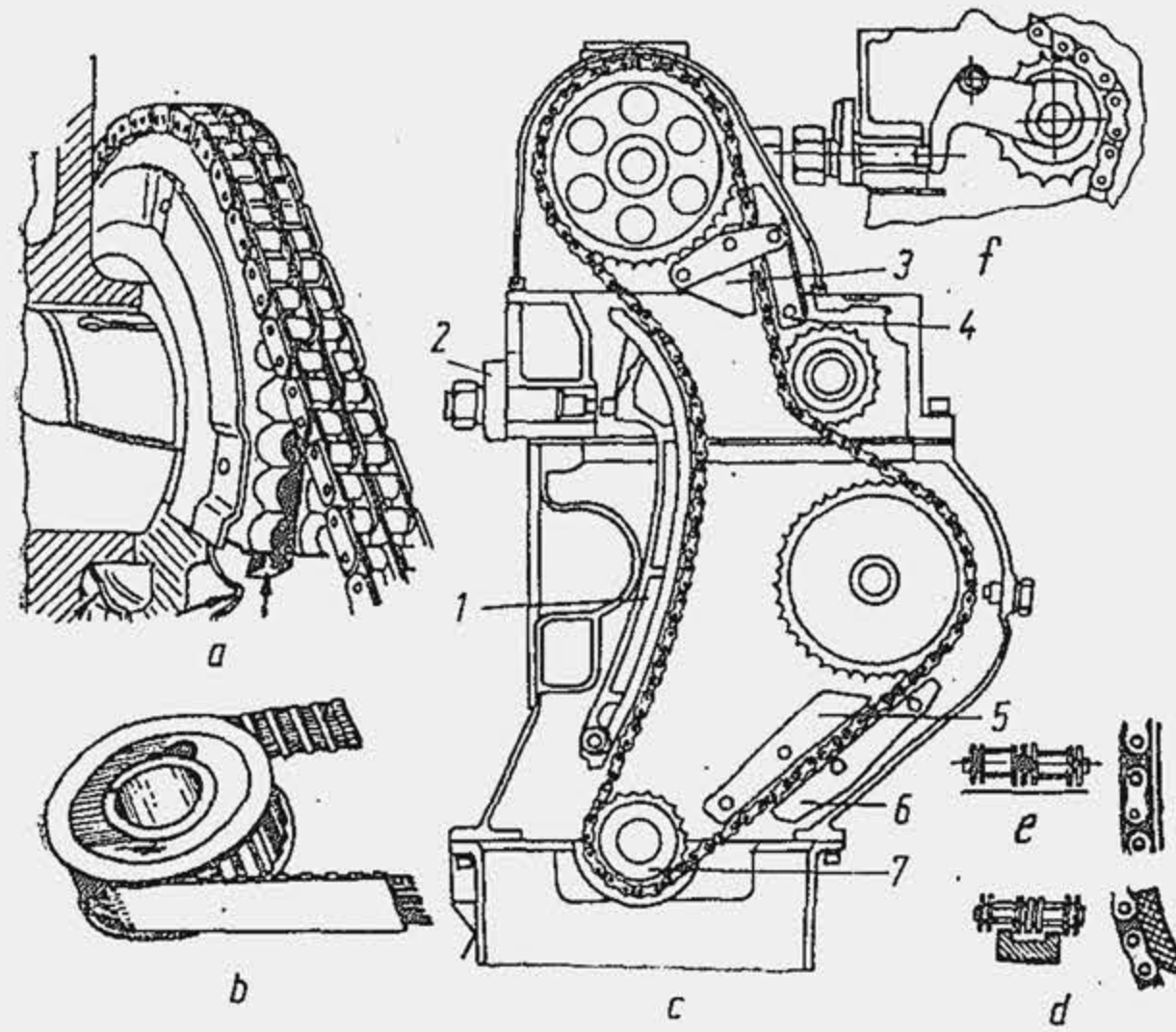


Fig. 16.6. Antrenarea arborelui de distribuție prin lanț.

discul inferior 6 iar cu celălalt pe discul superior 7 care se fixează cu bucașă conică 8, secționată în două părți (v. fig. 16.3).

**Condiții funcționale.** Pentru a mări eficiența etanșării supapa se deschide în interiorul cilindrului astfel încât să fie aplicată pe suprafața de reazem de forță de presiune a gazelor. Suprafața de reazem este conică, deoarece se obține un efect de autocentrare și o presiune sporită pe sediu, când lungimea  $b$  a feței conice se micșorează;  $b$  scade cu  $\gamma$  la aceeași grosime a talerului (v. fig. 2.42). Reducerea lui  $b$  micșorează suprafața de contact dintre taler și sediu, ceea ce împiedică evacuarea de căldură și sporește temperatura de regim a supapei. Talerul supapei este solicitat de forța de presiune a gazelor și tensiunea arcului, care produc eforturi unitare ridicate în fibra exterioară ( $\sigma_e$ ) și interioară ( $\sigma_i$ ), distribuite neuniform (fig. 16.8 *a* și *b*). O solicitare mecanică suplimentară — solicitare dinamică, de șoc, produsă de forța arcului și de forța de inerție — apare la așezarea supapei pe sediu (șoc pe fața conică) sau la acționarea ei (șoc pe capătul tijei). Ca urmare, suprafețele de reazem și de acționare pretind o duritate superficială sporită. Deformația supapei perturbă contactul perfect pe sediu, ceea ce compromite etanșarea; de aceea, trebuie să posede nu numai rezistență mecanică înaltă ci și rigiditate superioară.

În timpul funcționării, supapa — mai ales cea de evacuare — se încălzește puternic. Distribuția de temperatură (măsurători cu termocuple) este neuniformă pe talerul supapei (fig. 16.8, *c* și *d*) și depinde de felul supapei (admisie sau evacuare), de forma și modul de răcire a supapei. Temperatura maximă a supapei de evacuare, udată de gazele fierbinți ajunge la 750...800°C.

Supapa este alcătuită din două părți: 1) talerul supapei, care obturează orificiul din chiulasă; 2) tija supapei care primește mișcarea, servește pentru ghidare și evacuează o parte din căldura primită de taler. O supapă în stare montată se arată în figura 16.7. Talerul 1 se reazimă cu fața conică în locașul 2 (sediul sau scaunul supapei) practicat în chiulasă sau bloc-carter; tija 3 se deplasează în bucașă de ghidare 4; arcurile 5 se reazimă cu un capăt pe

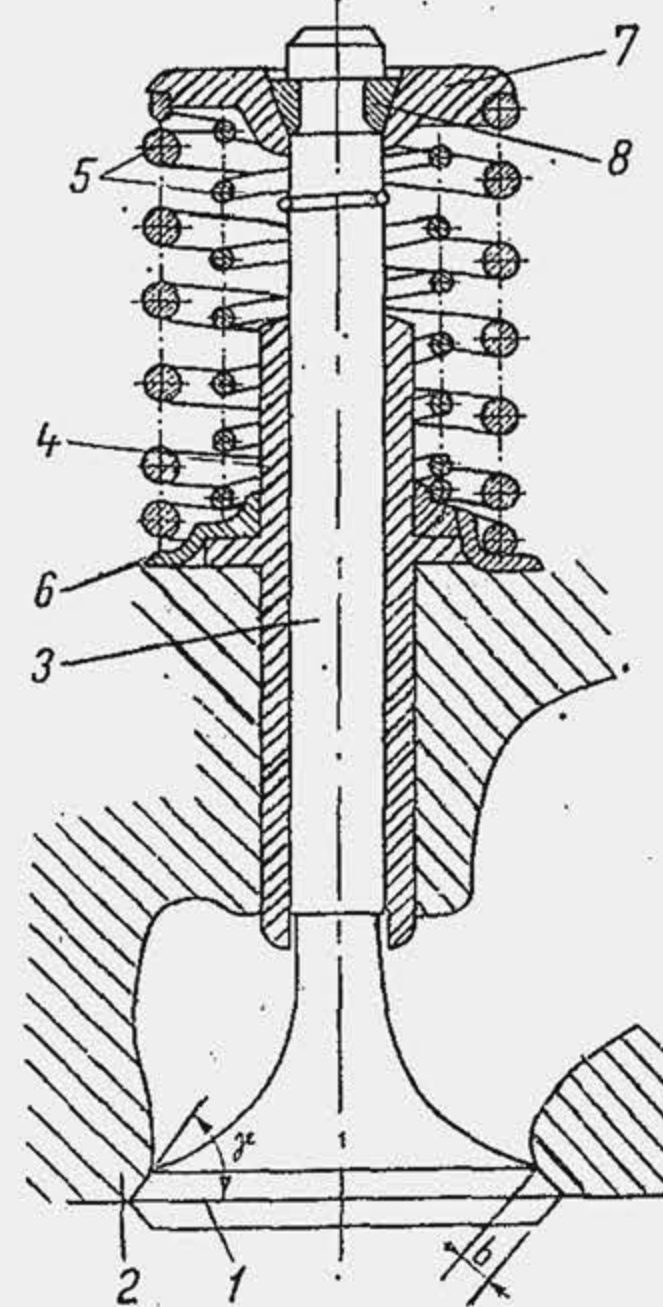


Fig. 16.7. Supapa montată.

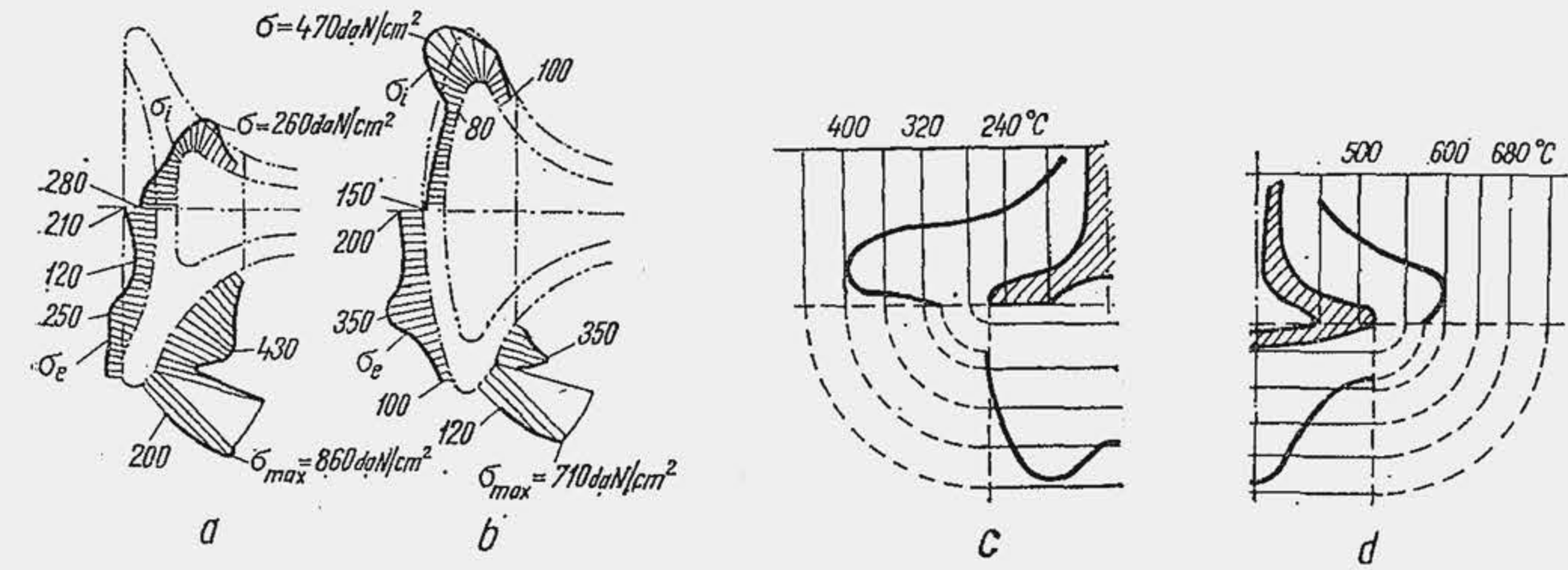


Fig. 16.8. Distribuția eforturilor unitare și a temperaturii în talerul de supapă lălea (*a*, *c*) și bombat (*b*, *d*) ( $\sigma_e$ ,  $\sigma_i$  — eforturile unitare în fibrele exterioară și interioară).

iar a supapei de admisiune la 300...400°C și variază cu regimul de funcționare (sarcină, turație), cu tipul motorului (MAS, MAC), cu procedeul de răcire (lichid, aer) (fig. 16.9). Temperatura ridicată a supapei de evacuare reduce rezistența mecanică și duritatea materialului, sporește dilatarea talerului; cîmpul de temperatură produce deformarea talerului. Se compromite astfel contactul perfect pe sediu și se intensifică uzura corosivă a supapei (la creșterea temperaturii supapei de evacuare cu numai 20° — de la 730 la 750°C — pierderea de masă din cauza uzării corosive se dublează, iar la creșterea cu încă 10° devine de patru ori mai mare). Fluxul de căldură primit de talerul supapei se evacuează prin fața conică a talerului și prin tija supapei (fig. 16.10, *a*).

**Construcția supapei.** După forma talerului, supapele sînt de trei feluri (fig. 16.11): cu taler plat (*a*); cu taler sferic (*b*); cu taler în formă de lălea (*c*). Supapa cu taler plat are o mare răspîndire, deoarece se prelucrează ușor, iar rigiditatea este satisfăcătoare. Supapa cu taler sferic se utilizează îndeosebi ca supapă de evacuare deoarece are o rigiditate sporită. Supapa cu taler în formă de lălea se utilizează ca supapă de admisiune, deoarece permite o racordare mai largă cu tija odată cu reducerea masei prin evazare, ceea ce asigură formă aerodinamică, masă mică și rigiditate mare; ea are o suprafață sporită de contact cu gazele fierbinți și evacuează greu fluxul termic (*d*), nefiind potrivită ca supapă de evacuare. Supapa de admisiune a motorului SR-211 are talerul în formă de lălea (fig. 16.12, *a*); cea de evacuare are talerul plat (*b*). Evacuarea de căldură de la talerul supapei la bucașă de ghidare se îmbunătățește printr-o racordare largă a tijei, ceea ce mărește însă masa supapei. Temperatura supapei de evacuare se micșorează prin

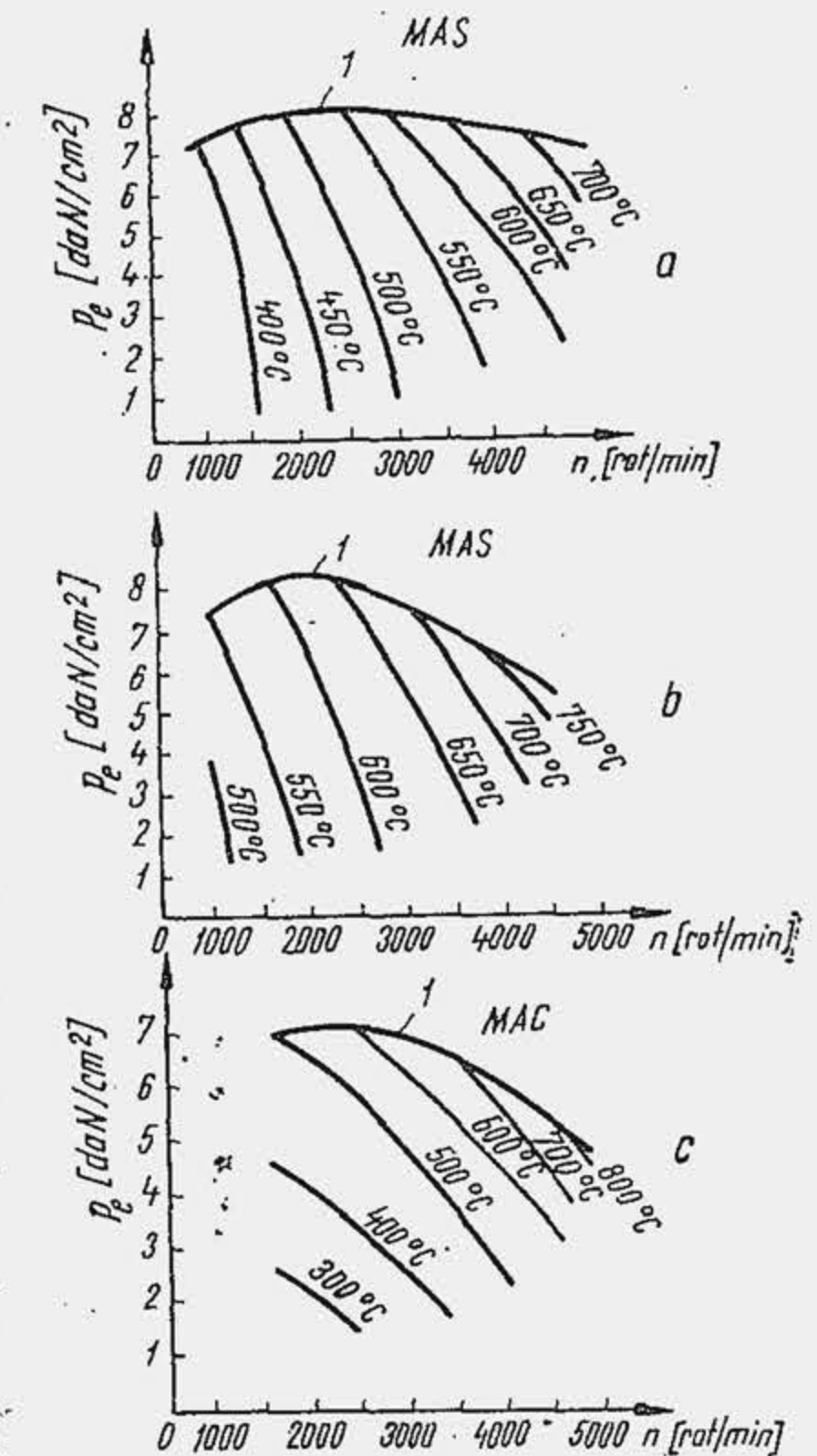


Fig. 16.9. Curbele izoterme ale feței conice a supapei, pentru un MAS răcit cu apă (*a*), cu aer (*b*) și pentru un MAC.



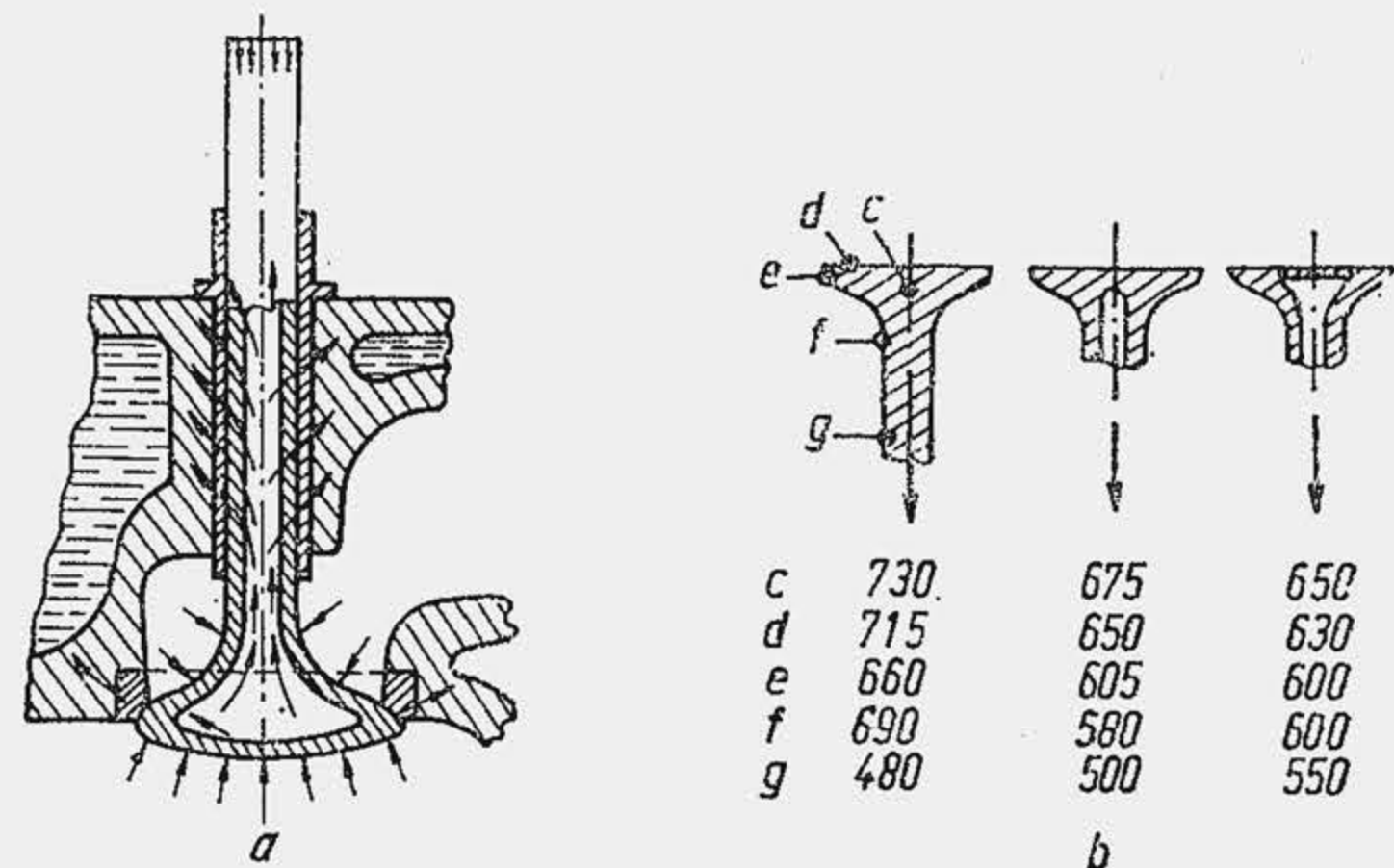


Fig. 16.10. Fluxul de căldură prin supapă (a) și efectele răcirii (b).

răcire artificială. În acest scop supapa se confecționează sub formă tubulară (supapa de evacuare a motorului SR-211), iar 40...60% din volumul cavității interioare se umple cu substanțe cu punct de topire coborât (sodiu metalic, azotat de sodiu sau potasiu). În funcționare substanța se topește, se agită energic prin mișcarea alternativă a supapei și ușurează trecerea de căldură de la taler la tijă și la bușa de ghidare. Se obține o reducere a temperaturii cu 100...150°C (v. fig. 16.10, b). Descărcarea termică a supapei se obține prin utilizarea a două supape de evacuare. Dacă  $\dot{Q}_p$  și  $\dot{Q}_c$  sînt fluxul de căldură primit, respectiv cedat de supapă, atunci  $\dot{Q}_p$  este proporțional cu aria talerului de supapă ( $\dot{Q}_p \sim \pi d_{se}^2/4$ ), iar al doilea cu aria scaunului de supapă ( $\dot{Q}_c \sim \pi d_{se} b$ ); rezultă că  $\dot{Q}_c/\dot{Q}_p = 1/d_{se}$  ceea ce arată că la reducerea diametrului talerului (cînd se utilizează două supape) crește raportul  $\dot{Q}_c/\dot{Q}_p$ , deci se reduce nivelul de temperatură a supapei.

Pentru a obține un contact bun între fața conică și sediu se prevede o diferență de 30'...1° între unghiurile de înclinare ale celor două fețe (de exemplu, 45° cu 44° sau 29° cu 30°).

**Material pentru supape.** Talerul supapei de evacuare pretinde un material cu rezistență mecanică și duritate sporite la temperaturi înalte, rezistență superioară la acțiunea oxidantă a gazelor, conductibilitate termică ridicată; tija supapei pretinde calități bune de alunecare.

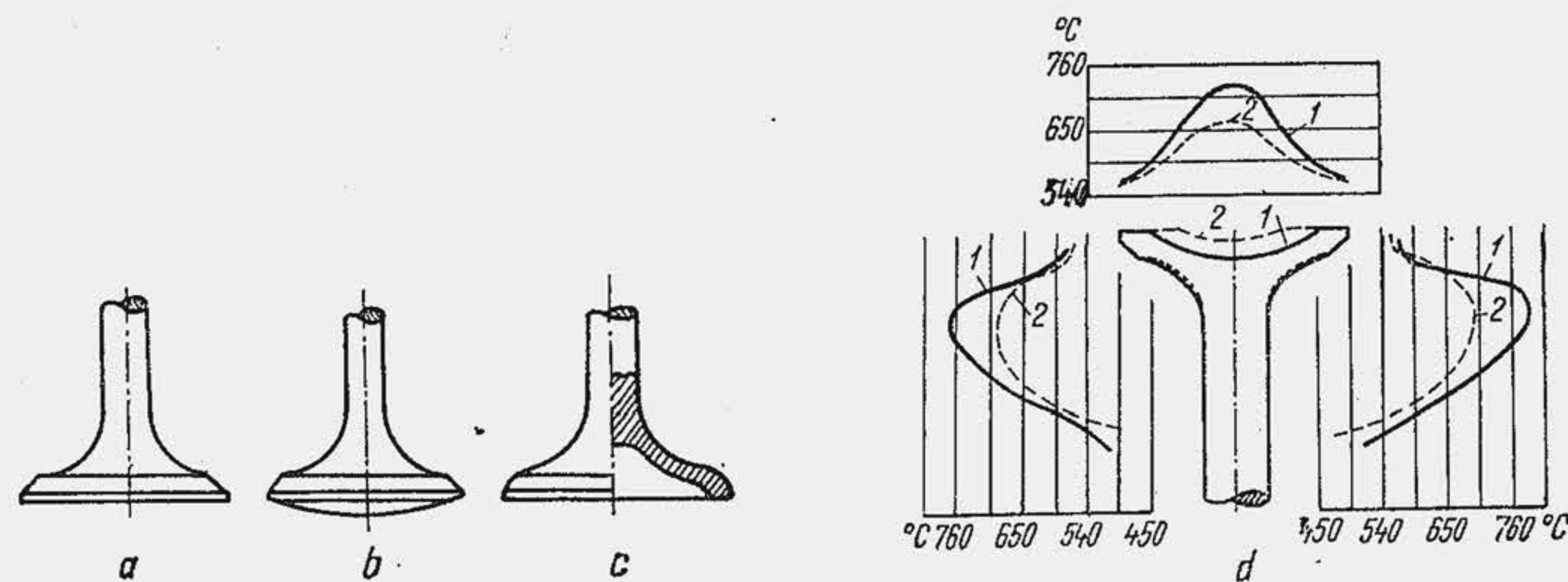


Fig. 16.11. Forme ale talerului de supapă și influența lor asupra temperaturii supapei.

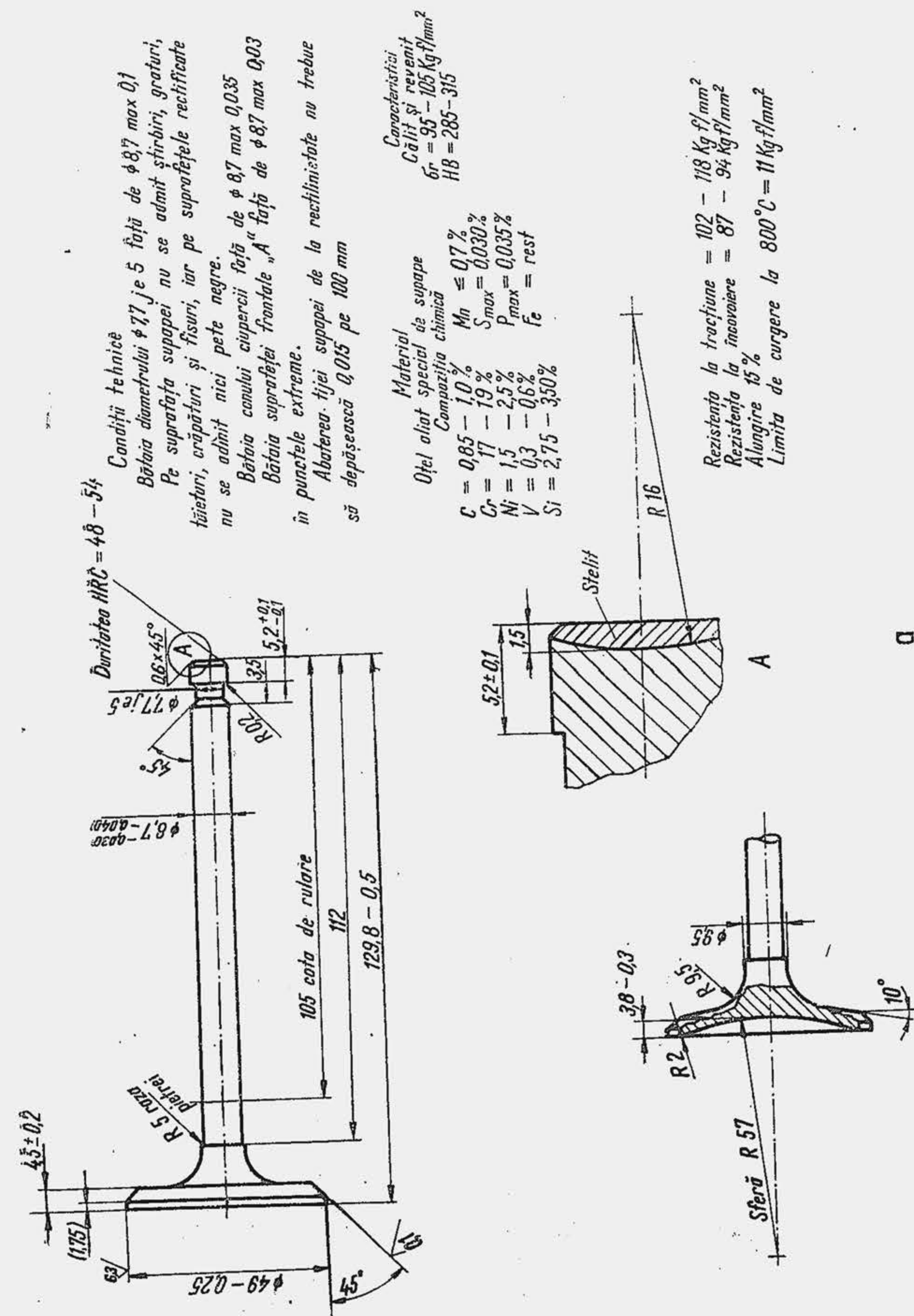


Fig. 16.12. a Supapa de admisiune a motorului SR-211.



**Se va marca Ni**  
**reper nedepășind por-  
țiunea dintre cotete**

**Rezistență**  
**Rezistență**  
**Alungire**

**52 de 5 Pe accasă**  
**lungime se admite**  
**φ11 - 0,055**

**R11**  
**8 φ**  
**50**  
**φ35**  
**1x45°**  
**16**  
**R0,3 ± 0,1**  
**13,5**  
**16**  
**15**  
**(R15)**  
**0,4**  
**2**  
**φ7 ± 0,1**  
**φ11 - 0,055**  
**1**  
**R12**  
**16**  
**45**  
**25 ± 0,2**  
**R1 max**  
**φ38,5 - 0,25**  
**R0,2**  
**0,3 ... 1**  
**R75 ± 0,25**  
**0,75 ... 1,45 Cote pt.**  
**controlul steilității**  
**108 \*\***  
**126,8 - 0,3**

Rezistența la tracțiune = 102 ..... 118 Kg/mm<sup>2</sup>  
 Rezistența la încovoiere = 87 ..... 94 Kg/mm<sup>2</sup>  
 Alungire = 15 %  
 Limita de curgere la 800 °C = 11 Kg/mm<sup>2</sup>

*Notă:*

Nota: Partiuinea tijei cuprinsa în cota 108<sup>±0,3</sup> se va croma dur, grosimea stratului de crom pe supapa finită va fi de 0,005.....0,008 mm

## Conditiї tehnice

- Supapa gata stelării și umplută cu sodiu (poz. 2.) va fi supusă unei probe de control de etanșare la temperatura de 500.....550 °C.
- Bătăia de suprafeței cilindrice  $\phi 8-0,05$  față de suprafața cilindrică a țigiei  $\phi 11-0,05$  max 0,1 mm. Bătăia conului cupercii față de  $\phi 11$  max 0,035 mm
- Abaterrea țigiei supapei de la rectinitate nu trebuie să depășească 0,015 pe 100 mm
- Abaterrea de la coaxialitate a diametrului  $\phi 7 \pm 0,1$  față de  $\phi 11-0,05$  max. 0,15
- Pe suprafața supapei nu se admit strîbiri, graturi, tăieturi, crăpături și fisuri,
- iar pe suprafața rectificată nu se admit nici pete negre.
- Stratul de stelit trebuie să fie după rectificare fără nici un fel de defecțe (incluziuni, fisuri)

Fig. 16.12 *b*, Supapa de evacuare a motorului SR-211.

Supapa de admisiune nu impune cerințe atât de severe. Oțelul pentru supape are structură feritică sau austenitică, un conținut de carbon de 0,4...0,8% și este înalt aliat (elemente de aliere: Cr, Ni, Si, W, V, Ti, Al, Co). Supapa de admisiune se confecționează din oțel aliat cu Cr—Ni (STAS 791-66, mărcile: 40C-10X, 35CN15X) sau Cr—Si: supapa de evacuare se confecționează din oțel refractar cu Cr(12—14%), Ni(11—15%), W(2—4%), mărcile: 40C10 X, 34MoCN15, X45CrSi9, X85CrMoV182, X45CrNiW189. Rezistența de rupere  $\sigma_r$  și rezistența de fluaj  $\sigma_{0,1}$  (care corespunde deformației de 0,1% din deformația totală de fluaj) variază cu temperatura (fig. 16.13) și explică în parte folosirea diferențiată a oțelurilor. La motoarele mici se utilizează adeseori același material pentru ambele supape ca și pentru tijă și taler. La motoarele de puteri mai mari talerul se execută din oțel Cr-Si iar tija din oțel Cr-Ni; îmbinarea se execută prin produsă de solicitarea de șoc, dacă se acoperă fața conică a cu un strat protector de stelit—aliaj dur de Co(16...7 Mo(0...10%), Ni(0...34%), Fe(0—5%) — de eatonit, de 1...2,5 mm grosime. Prin stelitare, durabilitatea parcurși. Stelitul fiind anticorosiv se aplică uneori pe to este costisitoare. Prin alitarea talerului de supapă — soluție de 2,5...3 ori. Tija supapei fiind expusă pericolului de gr

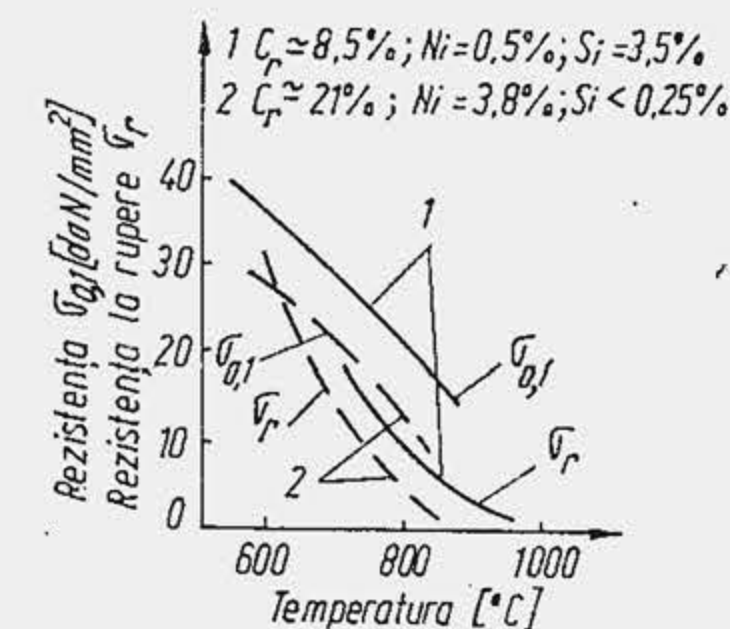


Fig. 16.13. Influența temperaturii și materialului asupra proprietăților mecanice ale materialului de supapă.

### 16.1.3. BUȚSA DE GHIDARE ȘI SCAUNUL SUPAPEI

Tija supapei este ghidată într-o bucă separată (v. fig. 16.7), demontabilă, introdusă cu strângere în locașul din chiulasă (fig. 16.14). Cuplul tija supapei — buca de ghidare lucrează în condiții deosebite. Pentru a ușura evacuarea căldurii din supapă, jocul trebuie redus la minim, dar, din cauza dilatării tijei, un joc prea mic creează pericolul de gripaj. Jocurile medii dintre tijă și bucă coboară pînă la 20...50  $\mu\text{m}$  la supapa de admisiune și 50...70  $\mu\text{m}$  la supapa de evacuare; mai mari la supapa de evacuare deoarece se dilată mai mult (fig. 16.14). Pentru a micșora frecarea și a reduce gripajul cuplului tijă-bucă, acesta trebuie uns. Ungerea se realizează prin ceață de ulei și stropire. La o ungere prea abundentă și un joc prea mare consumul de ulei se poate dubla (v. par. 18.4) din cauza depresiunii din galeria de admisiune (cu deosebire la MAS). Pentru a reduce consumul, accesul uleiului între tijă și bucă se limitează (prin reducerea jocului, cu o garnitură de protecție). O soluție eficientă

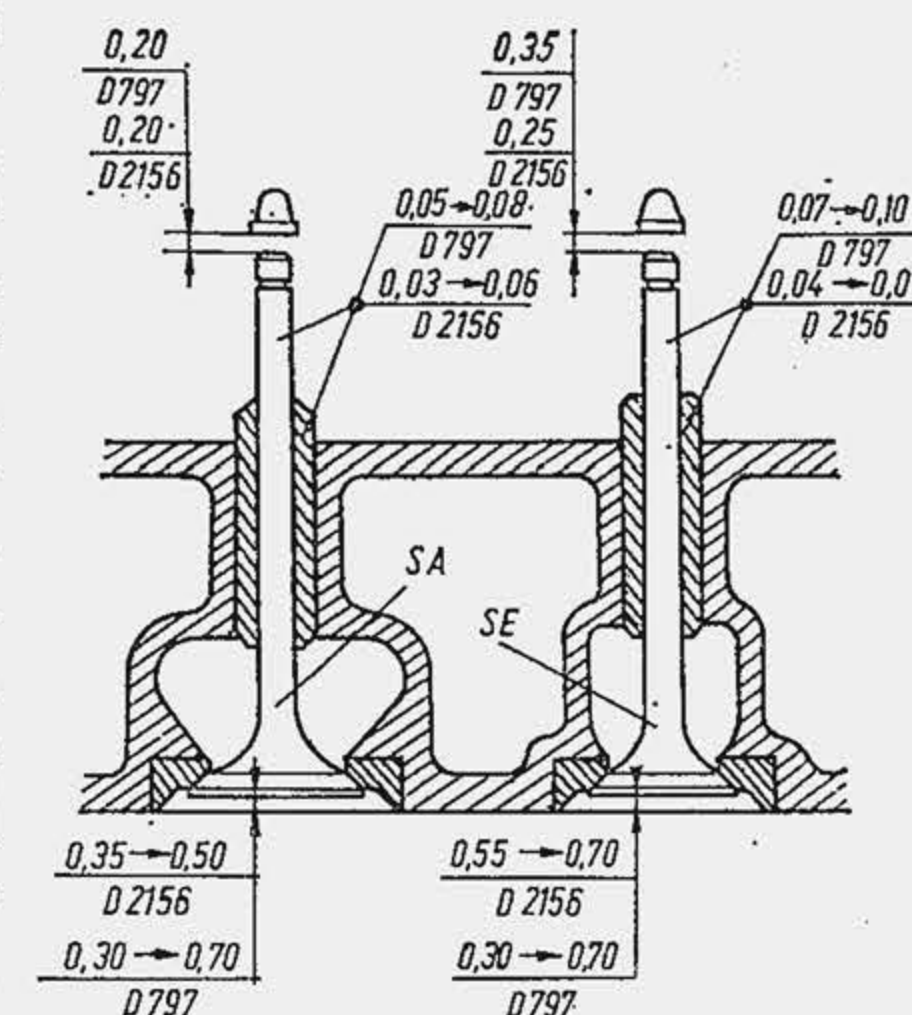


Fig. 16.14. Jocurile funcționale ale supapelor motoarelor MAN 2156 și SAVIEM 797.



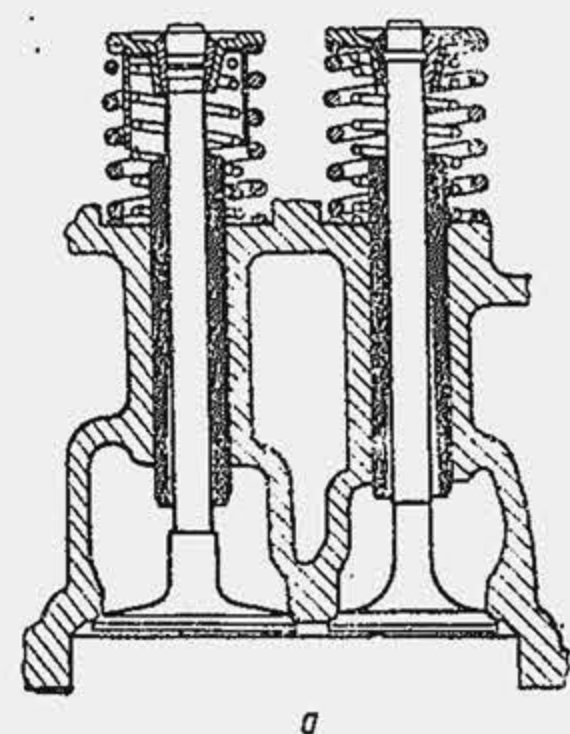
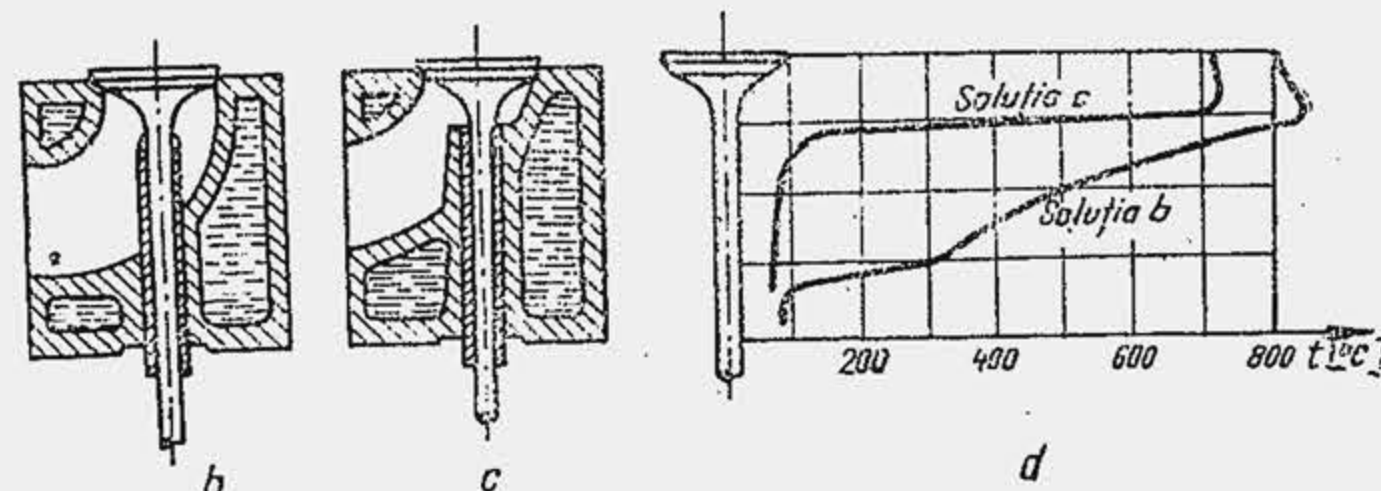


Fig. 16.15. Soluții pentru reducerea consumului de ulei și temperaturii supapei.



se obține confecționând bușele cu suprafața interioară tronconică (fig. 16.15, a), ceea ce satisface condiția de dilatare inegală în lungul tijei. În acest caz se poate reduce jocul la marginea superioară a bușei la 7,5... 15 μm și se reduce sensibil consumul de ulei. Pentru a proteja supapa de evacuare de acțiunea gazelor fierbinți bușea de ghidare se coboară pînă aproape de talerul supapei de evacuare (b); dacă se coboară și cămașa de apă la nivelul bușei de ghidare (c) eficiența soluției este mult sporită (d). Eliminarea bușei de ghidare reduce temperatura supapei cu 100... 120°C, deoarece se ușurează transferul de căldură; în schimb locașul de ghidare nu se poate înlocui după uzare. Bucșele se confecționează din materiale cu proprietăți antifricțiune, rezistente la temperatură înaltă: fontă refractară, bronz refractar. Bronzul de aluminiu are un coeficient mare de conductibilitate și lucrează mai bine în condiții de ungere insuficientă.

Scaunul supapei se confecționează separat (v. fig. 16.14), pentru a mări rezistența la uzare, sub forma de inele care se presează în locașuri, din materiale cu rezistență mare la coroziune și duritate ridicată la temperaturi înalte (fontă refractară, sau oțel refractar). Prin depunerea unui strat de stelit pe suprafața conică de așezare a supapei durabilitatea scaunului crește de 4... 5 ori ceea ce asigură la MAC un parcurs de 3... 350 000 km parcursi.

#### 16.1.4. JOCUL TERMIC

În timpul funcționării, supapele, tijele, pîrghiile din sistemul de acționare se dilată. Dacă sistemul de acționare nu este prevăzut cu o posibilitate de preluare a dilatărilor, arcu nu mai așază supapa pe sediu, supapa rămîne aplicată direct (sau prin sistemul de împingători) pe cercul primitiv al camei. Acest neajuns se înlătură prevăzînd un joc în sistemul de acționare numit *joc termic* ( $\Delta$ ), care se determină de către uzină prin încercare (fig. 16.16). Jocul termic variază între 0,05... 0,5 mm și este mai mare la supapa de evacuare (v. fig. 16.14). Jocul termic reprezintă o cauză de solicitare cu șoc a pieselor și de aceea trebuie redus la strictul necesar. În plus, un joc termic sporit reduce performanța de silențiozitate a motorului.

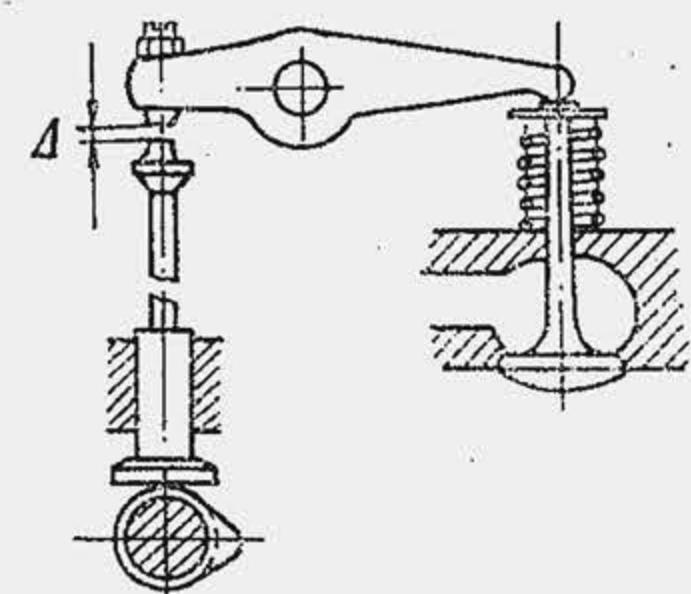


Fig. 16.16. Schemă pentru ilustrarea jocului termic.

Jocul stabilit inițial de uzina constructoare (jocul optim) se mărește în timpul exploatării din cauza uzării pieselor. De aceea, jocul termic se reface periodic cu ajutorul șurubului de reglaj 8 prevăzut pe culbutor (v. și fig. 16.2, a și b). Cînd cama atacă direct supapa, jocul termic se reglează cu ajutorul unor discuri așezate direct între camă și coada supapei. Dacă prin reglare s-a stabilit un joc mai mic decît cel recomandat, în timpul funcționării supapa nu se mai așază pe sediu, ceea ce compromite nu numai etanșarea, dar și siguranța în funcționare: talerul supapei și scaunul sînt arse de gazele fierbinți care scapă prin interstiții; dacă jocul termic este prea mare, se intensifică uzarea prin șoc, se modifică fazele de distribuție și se amplifică zgomotul.

#### 16.1.5. ORGANELE DE ACȚIONARE A SUPAPEI

**Arborele de distribuție sau arborele cu came** reprezintă un ax care se fixează în blocul-carter sau chiulasă, paralel cu arborele cotit. Arborele de distribuție, la motoarele în patru timpi, se rotește cu o viteză de rotație  $n^*$  [rot/min] egală cu 1/2 din turația  $n$  a arborelui cotit, deoarece supapele trebuie să se deschidă odată pe ciclu (odată la două rotații ale arborelui cotit). Rezultă relațiile

$$n^* = \frac{n}{2}; \quad \omega^* = \frac{\omega}{2}; \quad \Delta\alpha^* [^\circ\text{RAD}] = \frac{\Delta\alpha [^\circ\text{RA}]}{2},$$

unde mărimile stelate caracterizează mișcarea de rotație a arborelui de distribuție, iar mărimile simple se referă la arborele cotit. Intervalul unghiular  $\Delta\alpha^*$  se măsoară în grade rotație a arborelui de distribuție, prescurtat  $^\circ\text{RAD}$ . Arborele de distribuție se sprijină pe fusurile 1 (fig. 16.17), între care se găsesc camele 2, prelucrate din materialul arborelui. O roată dințată servește pentru antrenarea pompei de ulei 4 și a distribuitorului 6, iar un excentric, pentru antrenarea pompei de combustibil 5; nu pinion primește mișcarea de la arborele cotit. O schemă cinematică simplă a motorului, la care participă

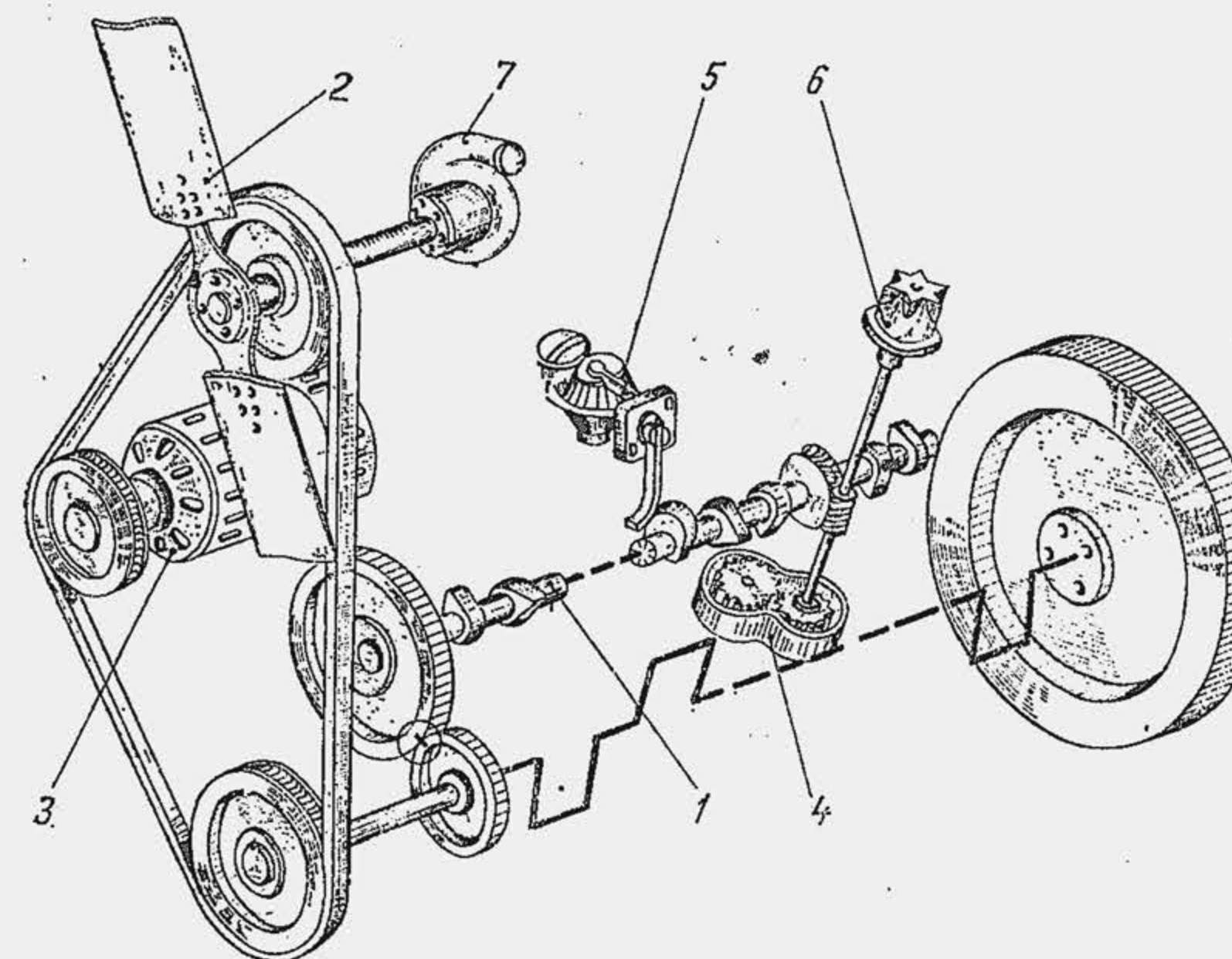


Fig. 16.17. Schema cinematică de ansamblu pentru un MAS în patru timpi : 1 - arborele de distribuție; 2 - ventilatorul; 3 - generatorul de curent; 4 - pompa de ulei; 5 - pompa de benzină; 6 - distribuitorul; 7 - pompa de apă.



arborele de distribuție se arată în figura 16.17. Lagărele arborelui de distribuție se execută sub formă de bușe de oțel (v. fig. 16.3) cu aliaj antifricțiune sau bușe de aluminiu. Fusurile au un diametru mai mare decât al camei, ceea ce face posibil montajul, prin deplasarea axială a arborelui în locașurile cilindrice. Arborele se execută prin turnare sau forjare din oțel de calitate sau ușor aliat. STAS 880-66 (OLC10, OLC15, OLC45X, OLC55) și STAS 791-66 (15CO8, 18MC10, 45C10, 31M16) precum și din fontă cu grafit nodular sau aliată. Suprafețele supuse la uzură (camele și fusurile) se supun unui tratament termic sau termochimic de călire sau cementare. Bușele se confecționează din Bz cu Pb (STAS 1512-75), Bz (STAS 198/1-75), Bz cu St (STAS 197/2-76).

**Camele.** Profilul camei se determină în raport cu cerințele cinematice; se verifică apoi prin calcul timpul sau unghiul-secțiune. Profilul trebuie să comande deplasarea supapei cu accelerații mici pentru a limita forțele de inerție.

Un profil simplu este cel executat din două arce de cerc (cama armonică). Profilul se construiește pe baza diagramei fazelor de distribuție (fig. 16.18, a) din care rezultă durata deschiderii supapei  $\Delta\alpha^\circ\text{RA}$  sau  $\Delta\alpha^\circ\text{RAD}$ , relațiile (1) și (1'), pentru motorul în patru timpi din tabela 16.1. Se trasează cercul primitiv al camei (fig. 16.18, b) cu centrul în  $O$  și diametru  $d_0$  — relațiile (2) sau (2') — mai mare cu 2...5 mm decât diametrul arborelui de distribuție, relația (2''), Față de un ax vertical se măsoară de o parte și de alta unghiurile,  $\alpha_{0r}^*$  și  $\alpha_{0c}^*$ , relațiile (3), (3') și se precizează punctele  $A$  și  $A'$  care corespund începutului și sfârșitului de ridicare a supapei sau tachtului. De la cercul primitiv se măsoară pe diametrul vertical până în  $C$ , segmentul  $h_c$ , înălțimea maximă de ridicare pe camă, care rezultă dacă se cunoaște înălțimea maximă de ridicare a supapei,  $h_{smax}$  și raportul brațelor culbutorului  $i_{st}$  (v. fig. 16.24), relația (5). Înălțimea maximă  $h_{smax}$  se determină pe baza ecuațiilor de curgere a gazelor, Prin punctele  $A$ ,  $C$  și  $A'$  se trasează curba profilului formată din două arce de cerc de rază  $r_1$  și  $r_2$  cu condiția ca arcele să fie tangente între ele și tangente la cercul primitiv, adică normalele punctelor de tangență să fie comune. Normala în punctul  $A$  se suprapune peste raza  $OA$  a cercului primitiv și se prelungește până în  $O_1$  astfel încât  $O_1A = r_1$ . În funcție de  $r_1$ ,  $h_c$ ,  $\alpha_0^*$  și  $r_0$  se determină raza  $r_2$ , relația (6) din tabela 16.1. Dacă se alege  $r_2$ , rezultă  $r_1$ , relația (7). Din (6) rezultă că pentru  $\alpha_0^*$ ,  $r_0$ ,  $h_c = \text{ct}$ , micșorarea razei  $r_1$  reduce raza  $r_2$ . Dacă  $r_1$  este prea mic, rezultă  $r_2 = 0$ , ceea ce nu are sens. Ca urmare, din condiția  $r_2 = 0$  rezultă valoarea minimă a razei  $r_1$ , relația (8);

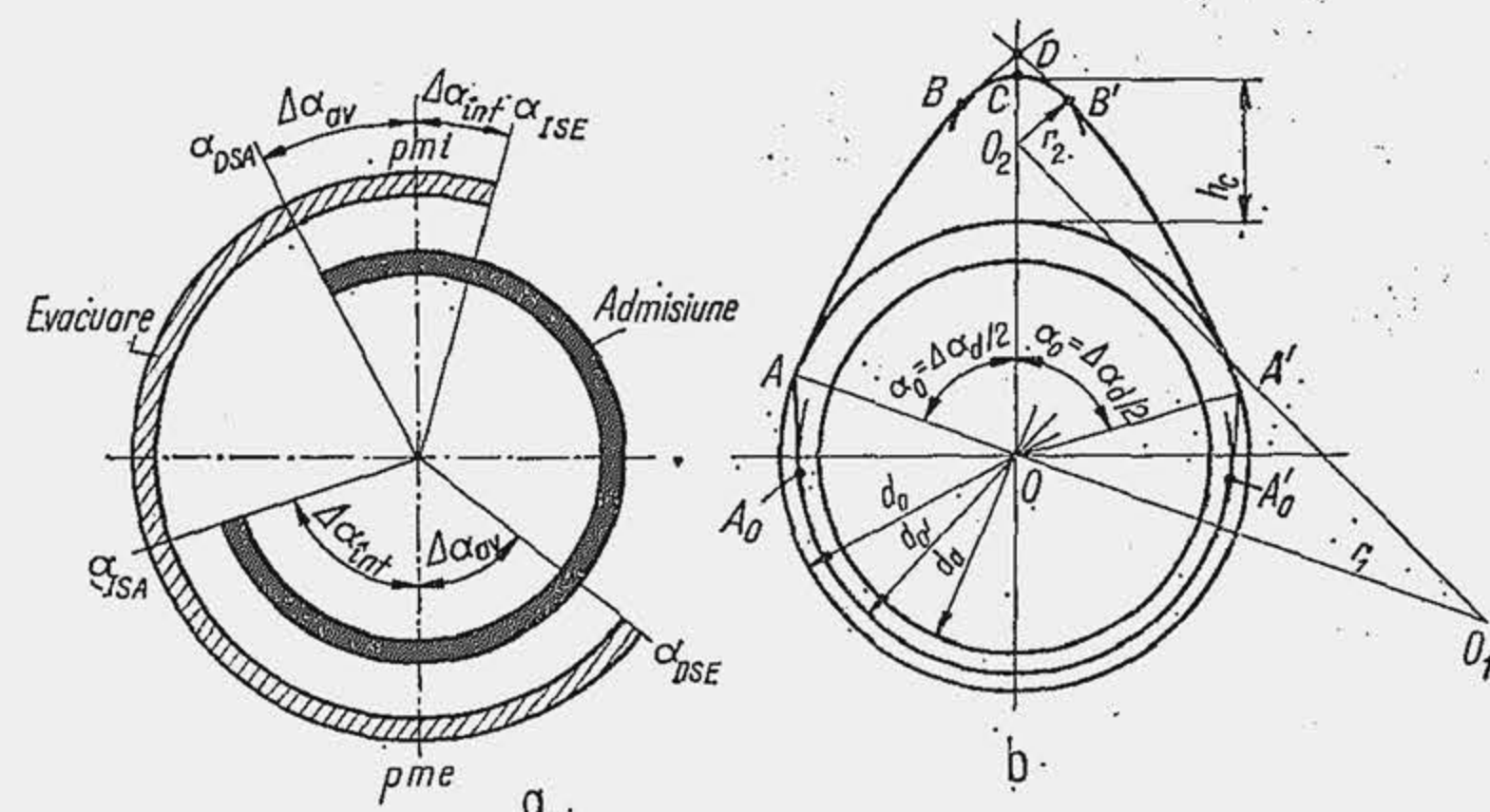


Fig. 16.18. Diagrama fazelor de distribuție (a) și parametrii constructivi ai camei armonice (b).

Relații pentru determinarea profilului camei armonice pentru un tachtet plan

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Durata deschiderii supapei	$\Delta\alpha = \Delta\alpha_{av} + 180 + \Delta\alpha_{int} [^\circ\text{RA}]$ (1)
	$\Delta\alpha^* = \Delta\alpha/2 [^\circ\text{RAD}]$ (1')
Raza cercului de bază	$r_0 = d_0/2 = (1,5 \dots 2,0) h_{smax}$ (2)
	$d_0 = (0,25 \dots 0,3) D$ (2')
	$d_a = d_0 - (2 \dots 5) \text{ mm}$ (2'')
Unghiul RAD :	
— pe porțiunea de ridicare	$\alpha_{0r}^* = a \Delta\alpha^*$ (3)
— pe porțiunea de coborîre	$\alpha_{0c}^* = (1 - a) \Delta\alpha^*$ (3')
— pentru cama simetrică	$\alpha_{0r}^* = \alpha_{0c}^* = \alpha_0^* = 0,5 \Delta\alpha^*$ (4)
Înălțimea maximă de ridicare pe camă	$h_c = h_{smax}/i_{st}$ (5)
	$i_{st} = 1,2 \dots 1,8$ (5')
Raza arcului de vîrf	$r_2 = \frac{B^2 + C^2 - r_1^2 + 2BC \cos \alpha_0^*}{2(B + C \cos \alpha_0^* - r_1)}$ (6)
	$r_2 \geq 2 \text{ mm}$
Raza arcului lateral	$r_1 = \frac{A^2 + r_0^2 - r_2^2 - 2A r_0 \cos \alpha_0^*}{2(r_0 - r_2 - A \cos \alpha_0^*)}$ (7)
	$r_1 = 10 \dots 18 h_c$ (7')
	$r_1 = 65 \dots 200 \text{ mm}$ (7'')
Raza minimă a arcului de vîrf	$r_{1min} = \frac{B^2 + r_0^2 - 2r_0 B \cos \alpha_0^*}{2(r_0 - B \cos \alpha_0^*)}$ (8)
Raza maximă a arcului de vîrf	$r_{2max} = r_0 - \frac{h_c \cos \alpha_0^*}{1 - \cos \alpha_0^*}$ (9)
Constante ajutătoare	$A = r_0 + h_c - r_2$ ; $B = r_0 + h_c$ ; $C = r_1 - r_0$ (10)

la proiectare se alege  $r_1 > r_{1min}$ . Din relația (7) rezultă că dacă se mărește raza  $r_2$ , raza  $r_1$  crește astfel încît pentru  $r_2 = r_{2max}$  se obține  $r_1 = \infty$ , iar pentru  $r_2 > r_{2max}$  raza  $r_1$  este negativă, ceea ce nu are sens pentru un tachtet cu taler plan. Ca urmare, dacă se anulează numitorul relației (7), rezultă condiția  $r_1 = \infty$ , care determină raza  $r_{2max}$ , relația (9). Relațiile (8) și (9) servesc totdeauna pentru verificare. În figura 16.19 se arată profilul asimetric al camei de admisiune a motorului D-103.



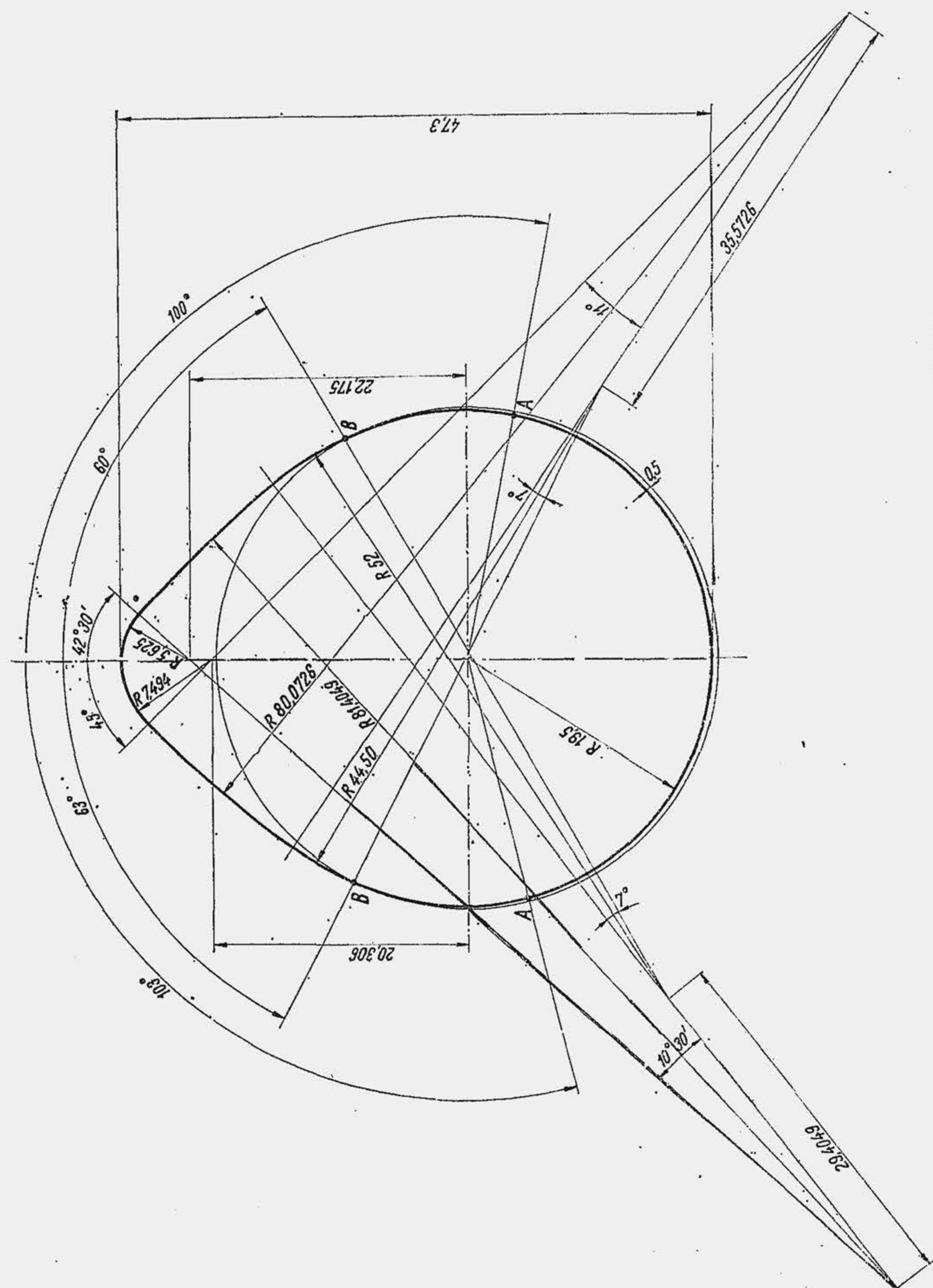


Fig. 16.19. Profilul asimetric al camei de admisiune a motorului D-103.

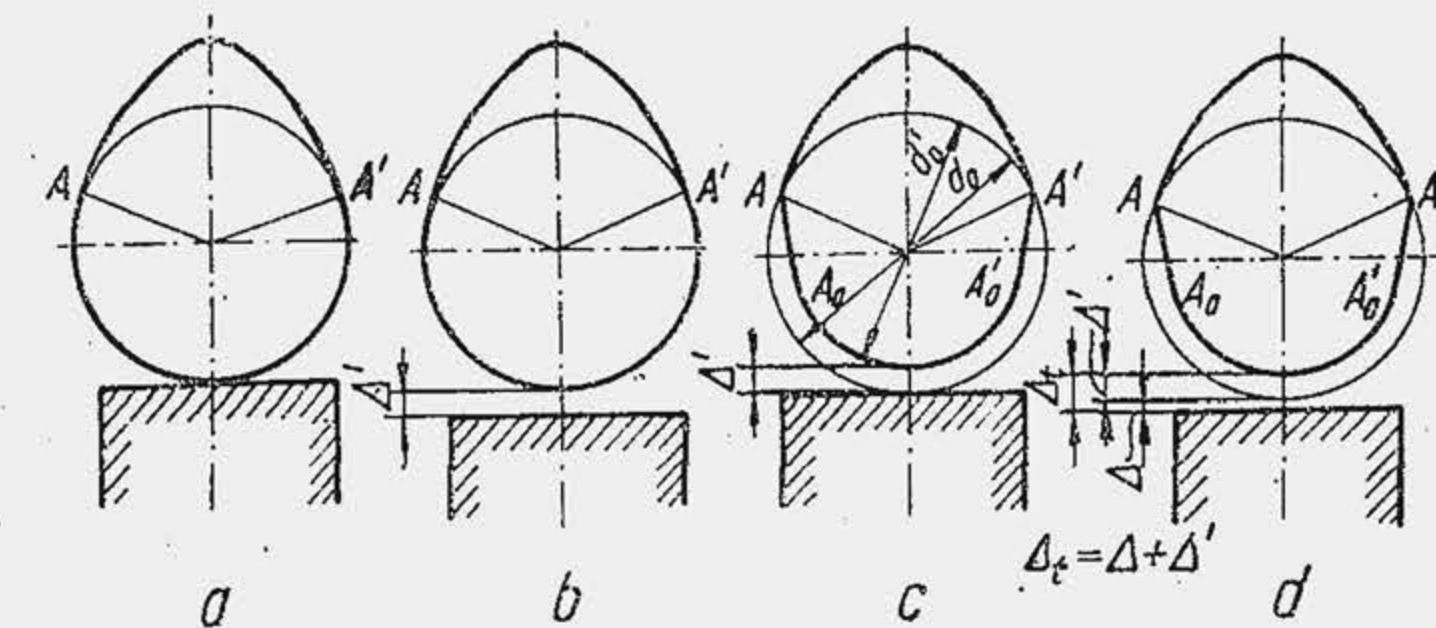


Fig. 16.20. Evazarea camei pe porțiunea opusă profilului de ridicare.

Profilul camei astfel trasat nu este definitiv din cauza jocurilor termice. În adevăr, cama trebuie să atace tachelul în punctul  $A$ , ceea ce se obține dacă tachelul se sprijină pe cercul primitiv (fig. 16.20,  $a$ ). Din motive de siguranță jocul termic se alege astfel încât la cald, între tachel și camă mai rămâne un joc  $\Delta'$  ( $b$ ), din care cauză tachelul este atacat de profilul camei cu întârziere, ceea ce modifică fazele de distribuție. Acest neajuns se înlătură dacă se evazează cama, pe porțiunea opusă profilului, pînă la diametrul  $d'_0$ . Ca urmare, la cald, tachelul se sprijină pe cercul primitiv imaginar  $d'_0$ , jocul  $\Delta'$  fiind preluat de camă ( $c$ ); la rece, din cauza contracției apare un joc suplimentar  $\Delta$ , astfel încît jocul total este  $\Delta_t = \Delta + \Delta'$  ( $d$ ). Cînd cama atacă direct supapa  $\Delta' = 2 \dots 3$  mm. Dacă între camă și supapă există un sistem de împingători, jocul  $\Delta' = 0,2 \dots 0,6$  mm (fig. 16.19). Din cauza evazării supapei, apare necesitatea racordării cercului de bază ( $d'_0$ ) cu profilul camei, pe porțiunile  $A_0A$ ,  $A'A_0$ . Racordarea se execută fie după spirala lui Arhimede (fig. 16.21,  $a$ ) și se obține un profil de viteză constantă; fie după o parabolă ( $b$ ) care conduce la un profil de accelerație constantă. În ambele cazuri, cama atacă supapa sau tachelul cu o viteză finită ceea ce conduce la șoc și zgomot; din aceleași motive, supapa se așază pe sediu cu șoc și zgomot.

**Tachelul** preia reacțiunea laterală produsă de camă prin frecare. Se obține o simplificare înlocuind tachelul cu o pîrghie oscilantă (fig. 16.22,  $a$  și  $b$ ). Cînd acționarea supapei se face direct de către camă, pentru a descărca tija supapei de forța laterală se montează pe capătul tije un pahar de ghidare 1 ( $c$ ) care se mișcă într-o bușă cilindrică 2. Se mai folosește o pîrghie oscilantă ( $d$ ) sau un tachel drept ( $e$ ). Cei mai răspîdiți sînt tacheții cu platou plan ( $f$ ) sau sferic ( $g$ ), deoarece în comparație cu tachelul cu rolă, au o construcție mai simplă, masă mai mică și cost mai redus. Tachelul se execută gol la interior pentru a-i micșora masa.

Durabilitatea tachelului se mărește prin rotirea lui în funcționare, ceea ce înlesnește distribuția uniformă a uzărilor pe întreaga suprafață a platoului, ca și pe periferie, în ghidaj. Dacă platoul este plan, tachelul se rotește prin deplasarea axei lui față de axa camei ( $h$ ); dacă platoul este sferic, suprafața camei se execută conic ( $i$ ).

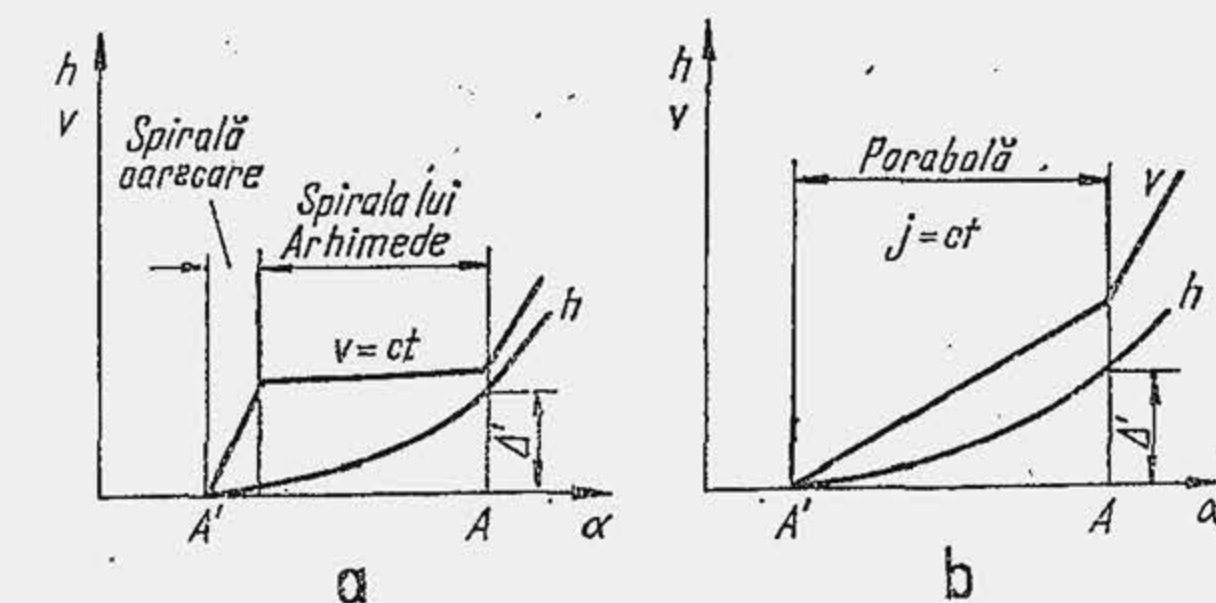


Fig. 16.21. Legea de ridicare pe porțiunea de racordare  $A' - A$ .



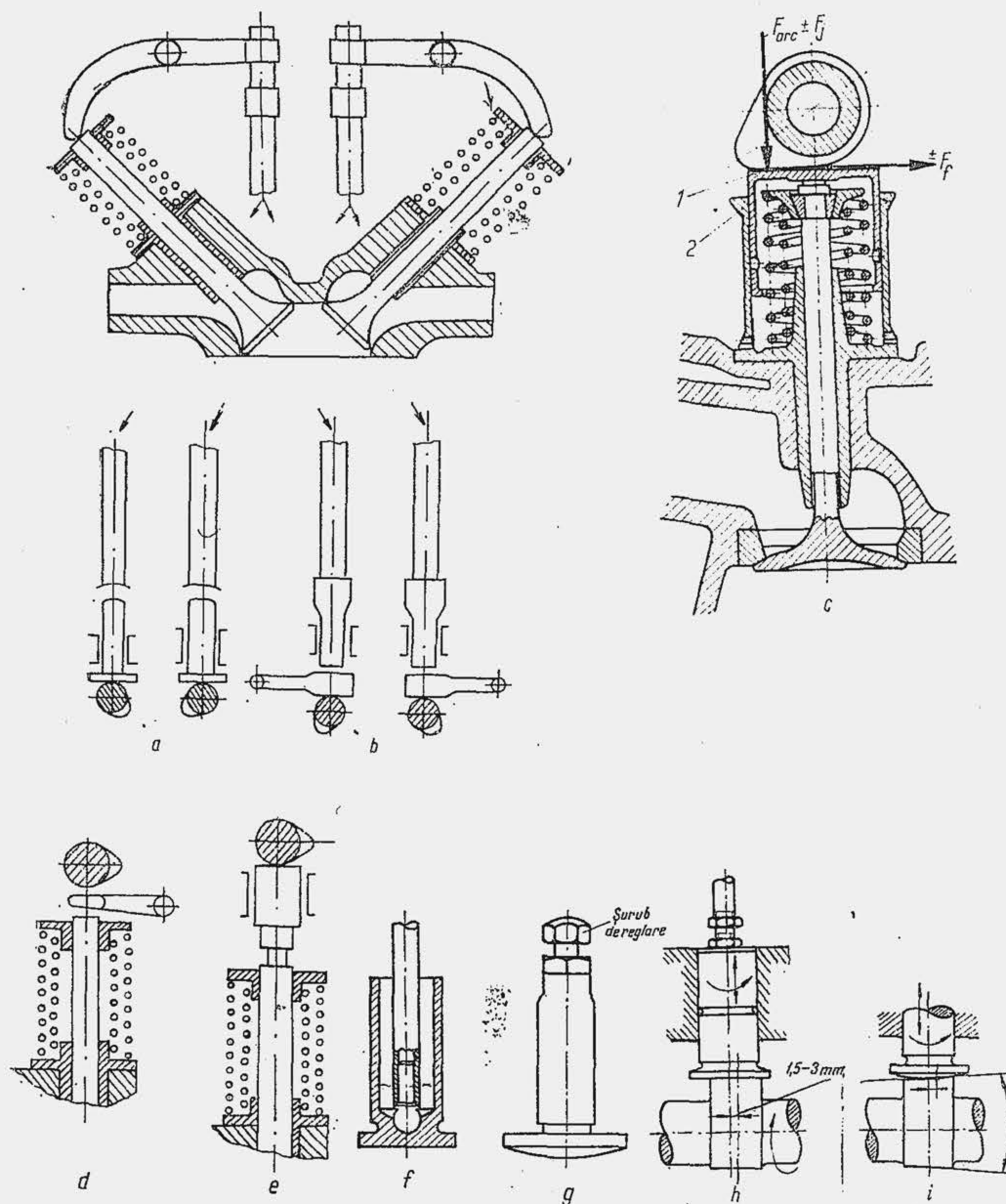


Fig. 16.22. Soluții de tacheți.

Pentru a reduce zgomotul, uzarea camei și a supapei se construiesc tacheți hidraulici (fig. 16.23, a și b). În interiorul tachelui 1 este montat cu joc cilindrul 2 cu pistonul plonjor 3 sau suportul sferic 3\* și supapa cu bilă 4 sau cu disc 4\*. Sub acțiunea arcului 5 pistonul plonjor 3, sau suportul sferic 3\* este apăsător pe tija împingătorului 6. Prin canalul 7 sosește ulei sub presiune, din magistrală. Când cama atacă tachelul acesta începe să se ridice odată cu cilindrul 2. Presiunea uleiului din spațiul 8 sau 8\* crește iar supapa 4 și 4\* se așază pe sediu. Mișcarea tachelului se transmite acum la pistonul plonjor sau la suportul sferic prin intermediul uleiului din spațiul 8 sau 8\*. Jocul termic se elimină. Dacă supapa se dilată sau piesele se uzează, se modifică volumul de ulei din spațiul 8 sau 8\*, care preia jocul. Ca urmare, tija se sprijină tot timpul pe pistonul plonjor sau pe suportul sferic. În cazul jocurilor termice exagerate se produce ruperea supapei

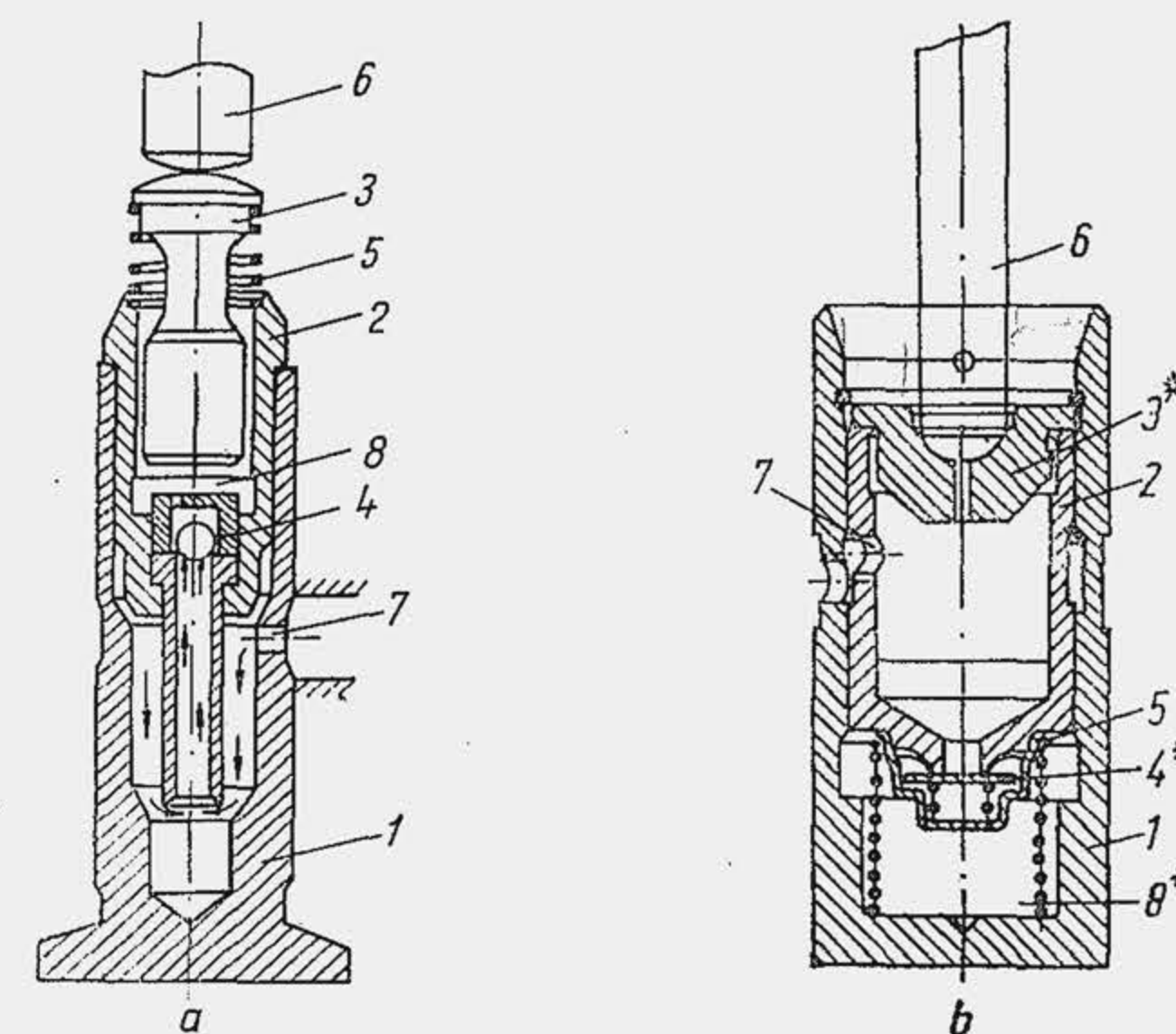


Fig. 16.23. Tacheți hidraulici.

prin oboseală, care se elimină când se folosește un tachel hidraulic. Operația de refacere periodică a jocurilor termice devine inutilă, când se utilizează un tachel hidraulic. Deși mai scump, tachelul hidraulic este în curs de răspândire.

**Culbutorul** reprezintă o pîrghie care oscilează în jurul unei axe și modifică sensul mișcării comandată de camă. Se execută prin turnare, din oțel marca OT60-2 (STAS 600-74) sau matrițare, din OLC45X, (STAS 880-66). Pentru a reduce accelerațiile din sistemul de acționare, culbutorul se execută cu brațe inegale (fig. 16.24, a); brațul mai mare este îndreptat spre supapă, pentru a obține deplasări mari ale supapei la deplasări mici ale tachelului și tijei. Cu notațiile din figură rezultă  $\theta = h_s/l_s = h_t/l_t$ , iar raportul de amplificare este  $v_{st} = l_s/l_t$ . Axul 1 al culbutorului este în repaus, iar culbutorul se rotește pe o bucsă 2 (b) sau un rulment 3 (c). Un capăt al culbutorului se prevede cu șurubul R, de reglare a jocului termic. În brațele culbutorului se prevăd canale care deplasează uleiul spre capete pentru a asigura ungerea. Uleiul se aduce prin axul culbutorului care este gol la interior și are orificii transversale pentru trecerea uleiului (v. fig. 16.3). Pentru a reduce masa culbutorului, acesta se execută din tablă matrițată STAS 1988-65 și este perforat (d). Când arborele de distribuție este așezat în chiulasă, pentru amplificarea mișcării se folosește un culbutor cu un punct de articulație fix (e).

**Arcurile de supapă** se montează în regiunea tijei, mențin supapa pe sediu în cursul procesului de schimbare a gazelor și preiau forța de inerție care ar perturba legătura dintre camă și supapă. Ciclul de lucru al supapei se divide în patru faze (fig. 16.25) care se evidențiază când se reprezintă ridicarea  $h_s$ , viteza  $v_s$  și accelerația  $a_s$  a supapei, în funcție de unghiul de rotație a arborelui de distribuție  $\alpha^*$ . În fazele extreme,  $\Delta\alpha_1^*$ ,  $\Delta\alpha_4^*$ , supapa se deplasează cu accelerații pozitive, forțele de inerție  $F_{a1}$  și  $F_{a4}$ , împreună cu forța arcului  $F_a$  fiind preluate de camă. Forțele  $F_{a1}$  și  $F_{a4}$  produc uzarea camei, de aceea se limitează masele în mișcare și accelerațiile pozitive. Accelerațiile maxime la motoarele pentru autovehicule variază între 1 000...3 000 m/s<sup>2</sup>; la unele modele cu turație ridicată (6 000...7 000 rot/min) s-a ajuns la 5 000 m/s<sup>2</sup>; la motoarele pentru mașinile de curse se atinge 18 000 m/s<sup>2</sup>.



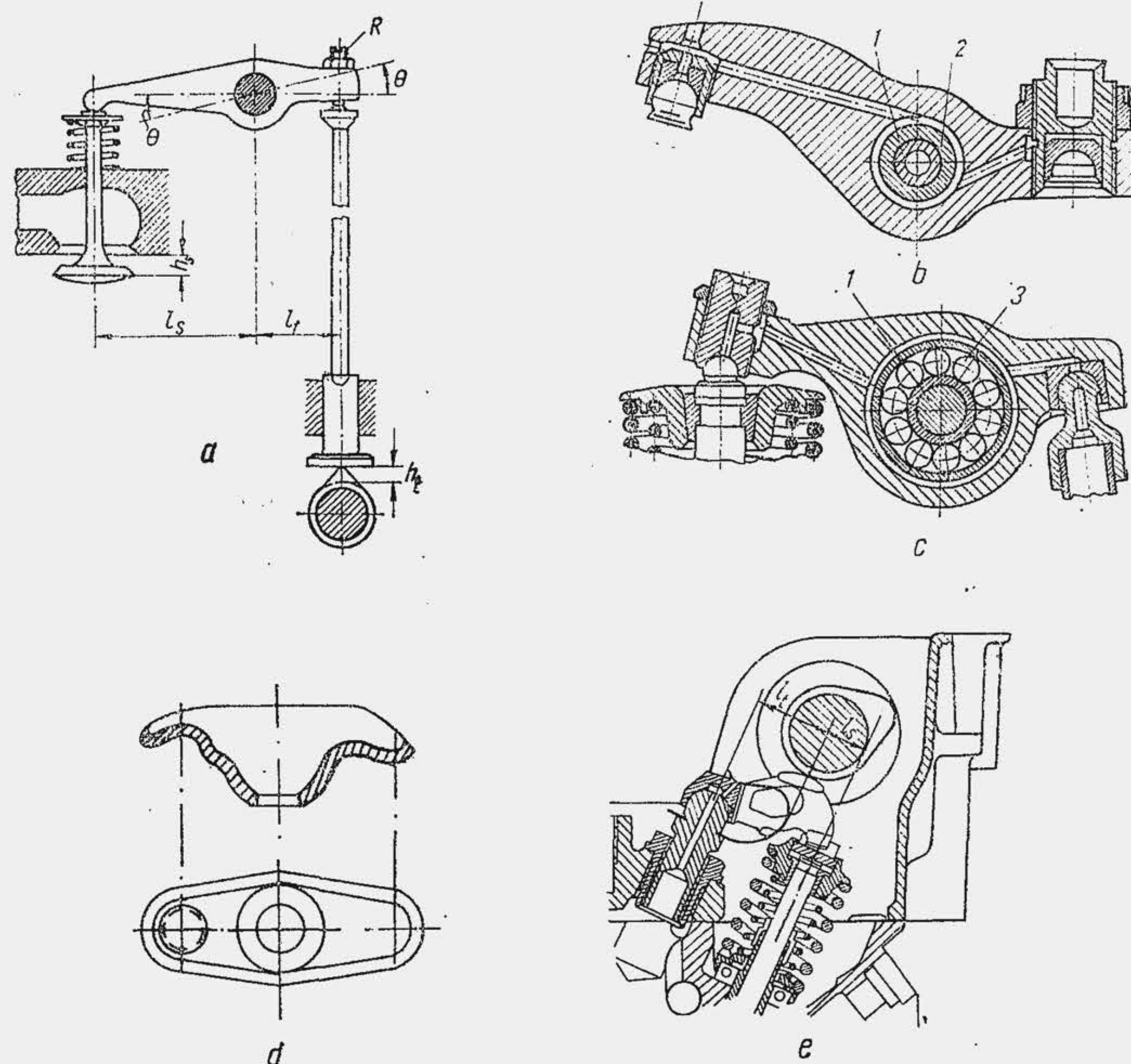


Fig. 16.24. Soluții de culbutori.

La cama armonică viteza variază liniar (fig. 16.25, c) și accelerațiile se modifică în trepte. În fazele mediane, accelerațiile sînt negative iar forțele de inerție  $F_{a2}$  și  $F_{a3}$  sînt de sens opus forței  $F_a$ ; dacă ele sînt mai mari decît  $F_a$ , supapa se desprinde de pe profilul camei, ceea ce nu este admisibil. Cînd accelerațiile negative sînt mari, sînt necesare arcuri cu rigiditate mai mare; soluția este obiecționabilă deoarece crește forța  $F_a$  care lucrează asupra camei.

Arcurile de supapă se confecționează frecvent sub formă de spirală cilindrică (fig. 16.26, a, b și c) din sîrmă de oțel aliat cu Cr, V, Ni, Mn (STAS 8371-69), de 3...6 mm grosime, cu 7...14 spire. Dacă diametrul arcului e prea mare se prevăd două arcuri, mai rar trei arcuri, montate unul în interiorul celuilalt, cu înfășurarea opusă, pentru a evita întrepătrunderea spirelor. Ruperea arcului este determinată de frecvența mare a ciclurilor de solicitare care provoacă oboseala materialului. Condiții grele de funcționare apar în regimul de vibrație. Pentru a preveni rezonanța se modifică frecvența proprie de oscilație și anume, se mărește diametrul spirei, se micșorează diametrul înfășurării sau numărul de spire active (v. rel. 22, tab. 16.10). În plus, se evită rezonanța dacă se construiește arcul cu pas variabil spre ambele extremități (c) sau se dă arcului o formă tronconică (d). Cînd se folosesc două arcuri, fiecare are altă pulsație proprie, astfel încît la intrarea în rezonanță a unui arc celălalt joacă rolul de amortizor.

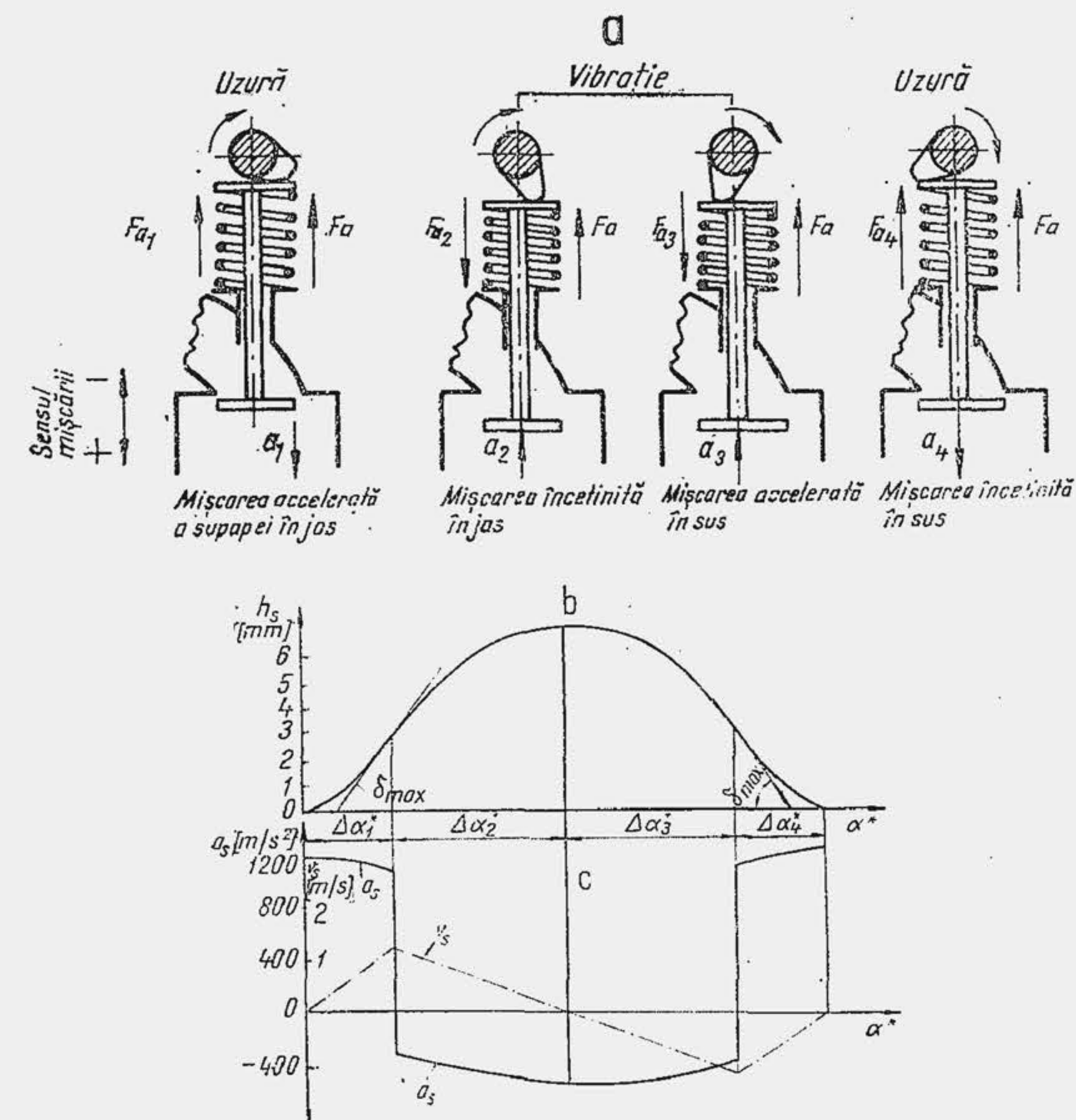


Fig. 16.25. Fazele caracteristice în funcționarea supapei.

Arcurile se reazemă cu un capăt pe chiulasă sau pe un disc montat pe bușa de ghidare, iar cu celălalt capăt pe discul supapei. Discurile se fixează prin procedee diferite (cu manșon conic, cu filet, cu pană). Îmbinarea cu manșon conic este cea mai răspîndită (fig. 16.27). Manșonul este o bușă tronconică la exterior, formată din două jumătăți, care se strîng pe tijă prin conul discului, apăsător de forța arcului.

**Dispozitivul de rotire a supapei.** Un mijloc eficient de sporire a durabilității supapei îl constituie rotirea ei în timpul funcționării, deoarece pe această cale se uniformizează temperatura talerului, se uniformizează uzura feței conice și a scaunului, se limitează deformările, se îmbu-

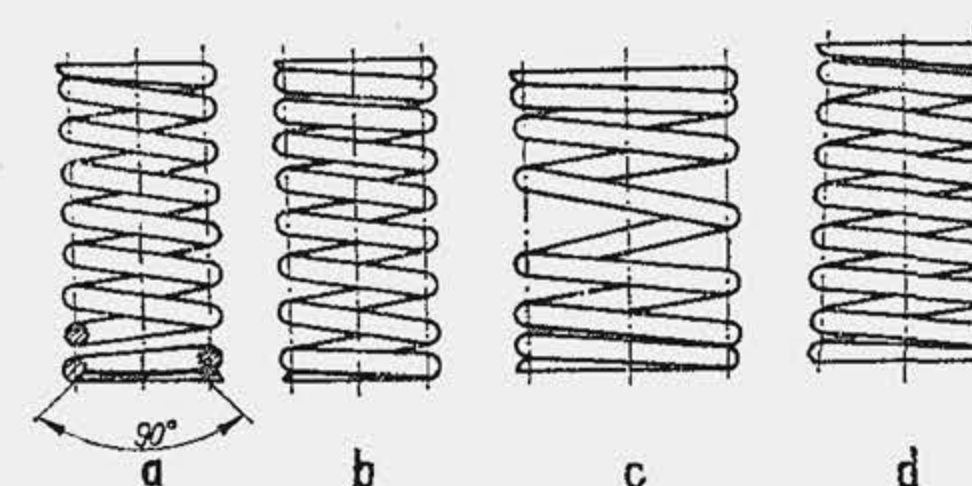


Fig. 16.26. Arcuri de supapă.

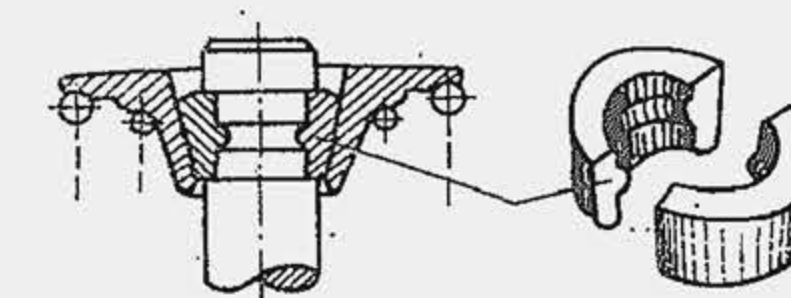


Fig. 16.27. Discul (talerul) supapei fixat cu manșon conic.



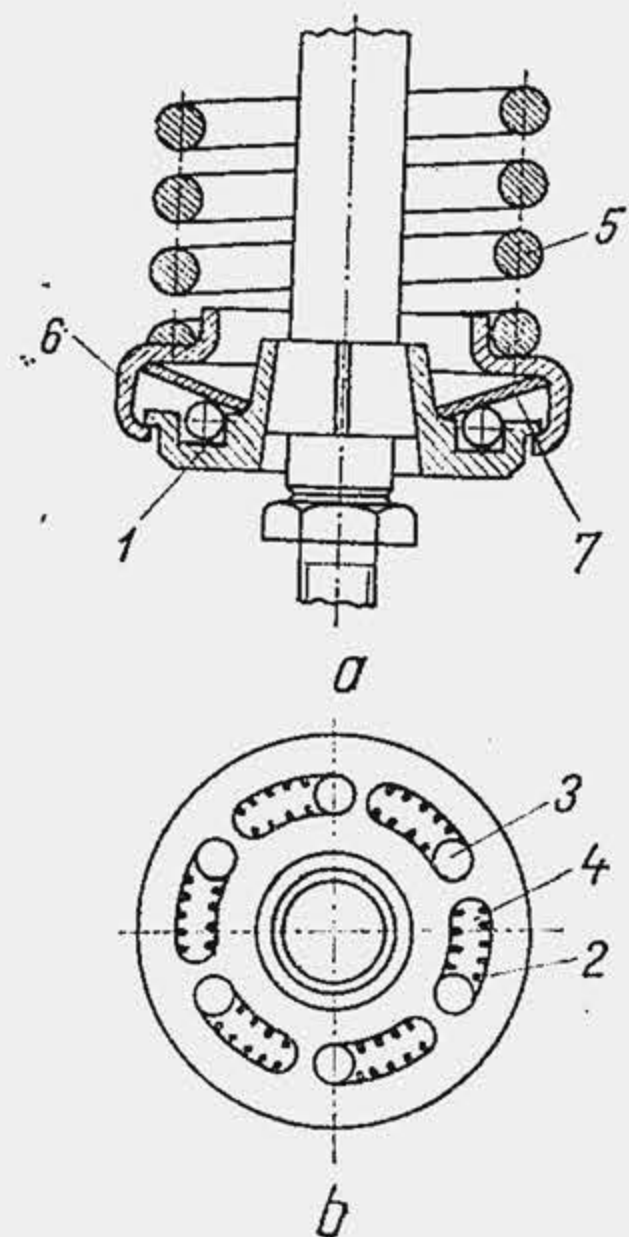
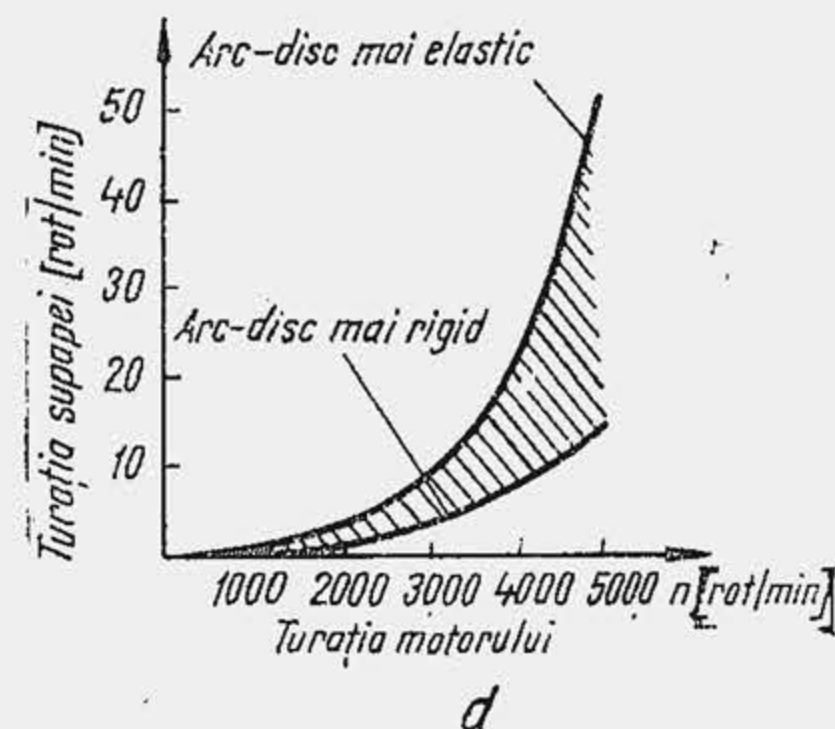


Fig. 16.28. Dispozitiv de rotire a supapei. Secțiune prin dispozitiv când supapa este pe sediu (a); schema discului de reazem cu canale, bile și arcuri (b); profilul înclinat al canalului (c); influența turației motorului asupra vitezei de rotație a supapei (d).



nătățește contactul supapei cu scaunul, se uniformizează ungerea, se reduc depunerile carbonoase pe tija supapei. Pentru rotirea supapei discul 1 (fig. 16.28) este prevăzut cu mai multe canale 2 în care se montează bilele 3 și arcurile 4. Canalul 2 are un profil plan înclinat. Arcul 5 al supapei se sprijină pe un disc 6. Între discurile 1 și 6 se introduce un disc inelar elastic, arc — disc 7. Când cama atacă supapa, forța  $F_a$  se transmite arcului-disc care obligă bilele 3 să se deplaseze în canale. Pe profilul înclinat  $I$  apare o forță de frecare, care produce în raport cu axa supapei un moment de rotire. Când supapa este eliberată de acțiunea camei, dispozitivul revine în starea inițială sub acțiunea arcurilor 7 și 4. Frecvența de rotație crește cu frecvența acționărilor, deci cu turația motorului și cu elasticitatea arcului-disc. Prin rotire, durabilitatea supapei crește de 2...3 ori, iar în unele cazuri până la de 10 ori.

#### 16.1.6. SOLUȚII CONSTRUCTIVE PENTRU MODIFICAREA FAZELOR DE DISTRIBUȚIE ȘI A ÎNĂLȚĂȚII DE RIDICARE A SUPAPEI

S-a arătat (v. cap. 2) că în prezent există un interes deosebit pentru realizarea unui motor cu faze de distribuție variabile cu sarcina și turația.

Mecanismele propuse pentru comanda variabilă a supapelor se grupează în trei clase: 1) mecanisme cu acționare hidraulică; 2) mecanisme cu acționare electromagnetică; 3) mecanisme cu acționare mecanică. La mecanismul cu acționare hidraulică a supapei, folosit pe motorul de turație mică Nuovo Pignone, comanda mișcării supapei se efectuează prin o coloană de ulei (fig. 16.29). Tachetul atacă pistonul plonjor 1, care transmite mișcarea la pistonul plonjor 2 prin coloana de ulei din conductă 3, alimentată prin orificiul 4. Poziția pistonului plonjor 1 este reglabilă, fiind determinată de echilibrul dintre forța arcului și forța de presiune a uleiului. Dacă se reduce presiunea uleiului pistonul 2 este atacat mai târziu, deci se micșorează durata de deschidere a supapei. Prin comanda hidraulică se micșorează totodată masele în mișcare (se elimină tijele împingătoare și culbutorii) se elimină jocul termic; sistemul funcționează silențios și are o durabilitate mai mare.

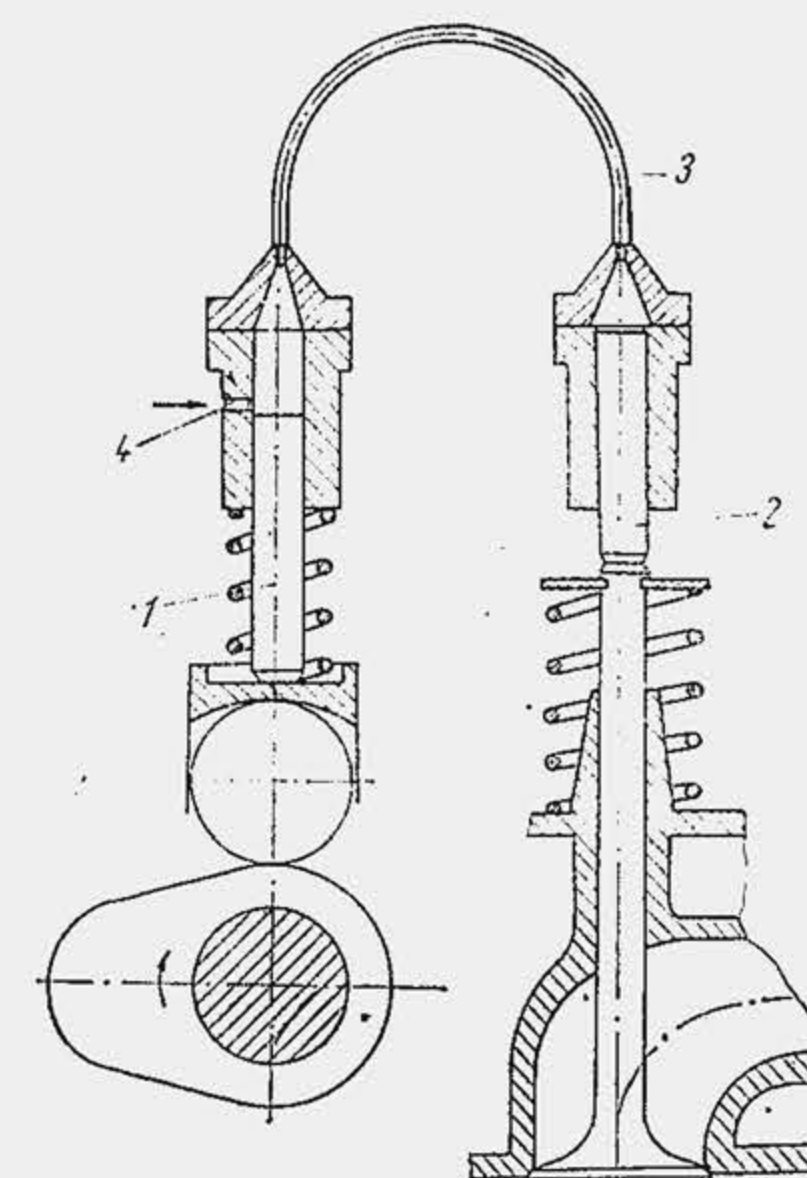


Fig. 16.29. Acționarea hidraulică a supapei.

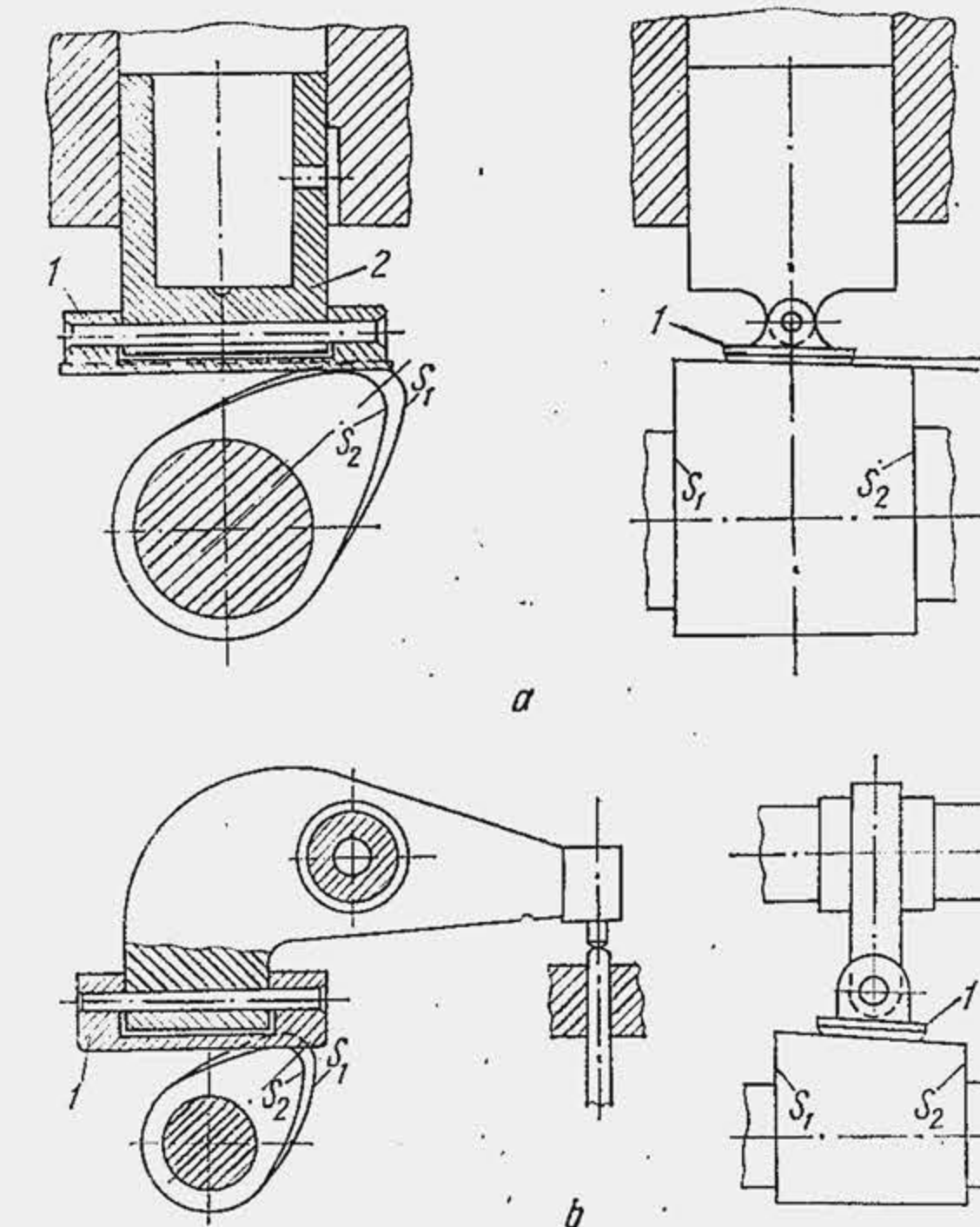


Fig. 16.30. Mecanism cu came de profil variabil longitudinal. Tachet cu talpă articulată (a); culbutor cu talpă articulată (b).  $S_1$  și  $S_2$  — pozițiile extreme.

Comanda mecanică a mișcării supapei se realizează cu o camă cu profil variabil în sensul axei arborelui de distribuție (fig. 16.30) care se deplasează axial, în funcție de sarcină și turație, prin comandă hidraulică. Discul plat 1 este articulat pe tachetul 2 (a) sau culbutorul 3 (b). Sistemul nu este complicat dar pretinde un număr mare de repere, ceea ce mărește costul fabricației și întreținerii. Un alt tip de comandă mecanică este acela cunoscut sub numele de *distribuție balistică*. Sistemul de comandă este de tip clasic dar supapa este acționată prin intermediul a două arcuri așezate în serie (fig. 16.31); arcul 1 are o constantă elastică mică (0,7 daN/mm); arcul 2 are o constantă elastică mare (13 daN/mm). Cama este calculată astfel încât de la o anumită turație  $n_0$ , sub acțiunea forței de inerție supapa se „desprinde” și se deplasează liber (fig. 16.32). Dacă  $n \leq n_0$ , legea de mișcare a supapei este decisă de

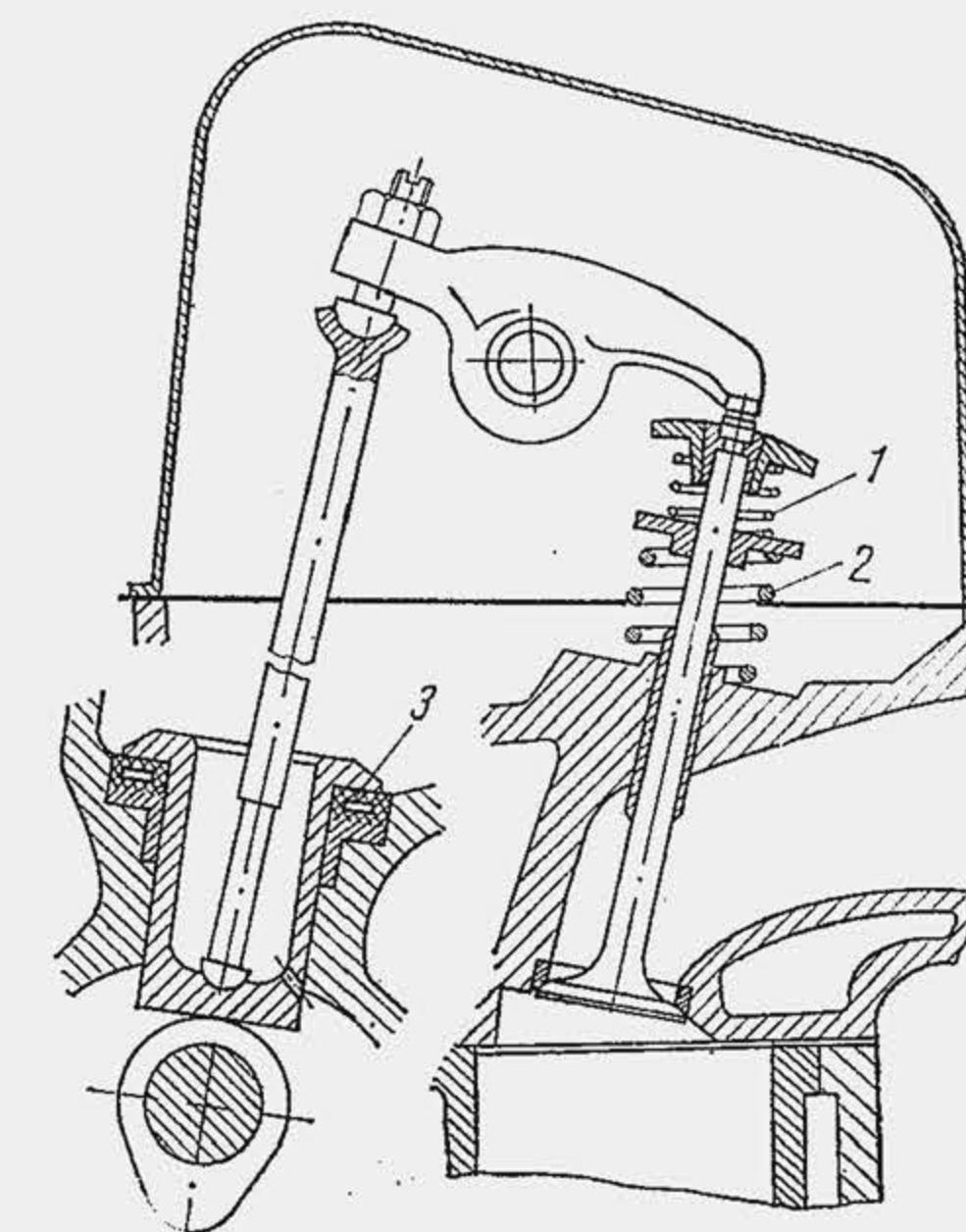


Fig. 16.31. Sistemul de comandă balistică a supapei.



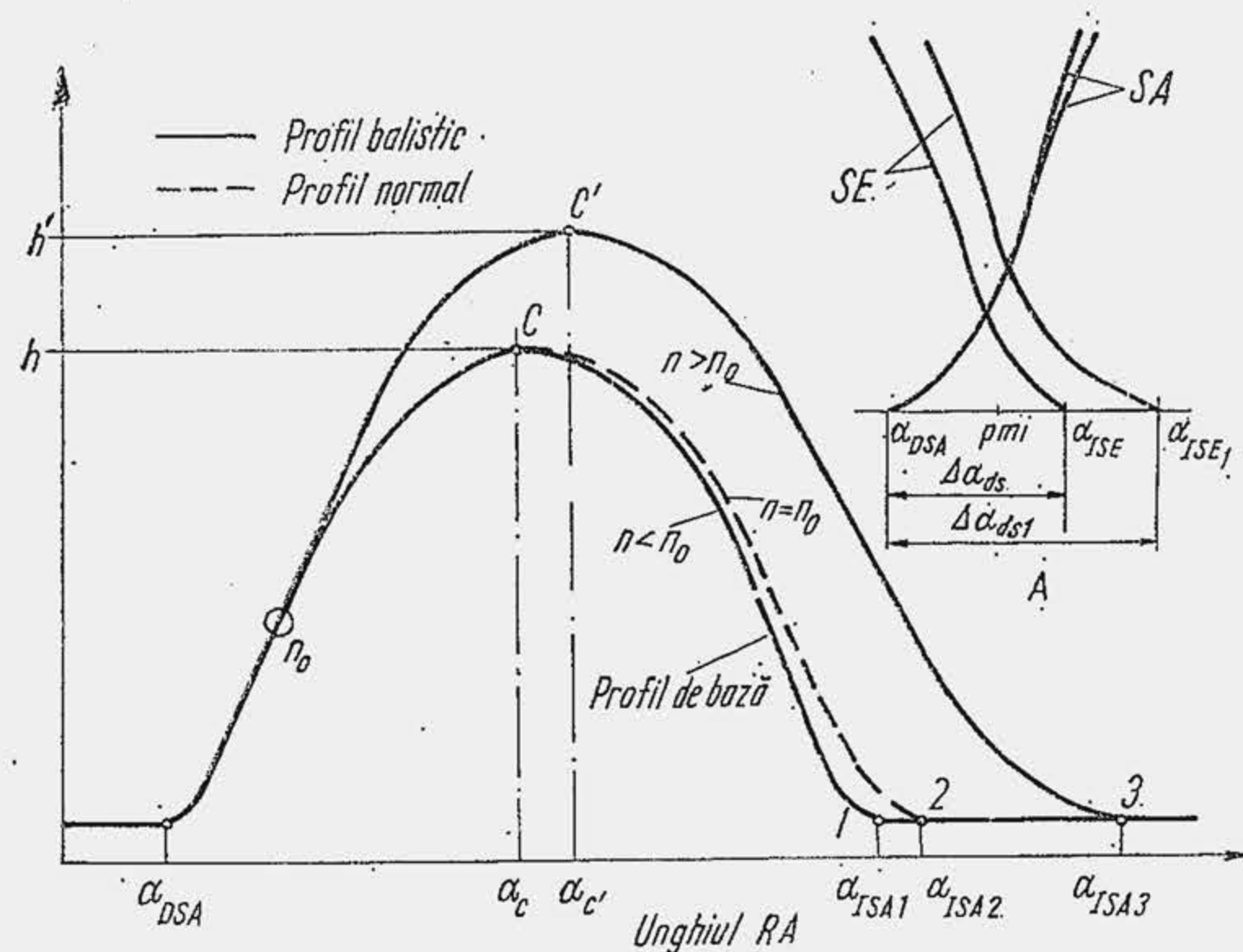


Fig. 16.32. Variația înălțimii de ridicare a supapei.

camă; dacă  $n > n_0$  legea de mișcare depinde de turație și tensiunea arcului 2. Turația de desprindere este controlată de arcul 1 și se alege egală cu jumătate din turația la puterea maximă; arcul 2 limitează înălțimea maximă de ridicare a supapei. Șocul la așezarea supapei este limitat de amortizorul hidraulic 3 în două trepte, care funcționează cu ulei. Începutul ridicării supapei fiind fix, perioada de deschidere simultană se modifică, dacă se confecționează și supapa de evacuare de tip balistic (detaliul A, fig. 16.32).

Ambele procedee de comandă mecanică au un avantaj suplimentar: modifică înălțimea de ridicare a supapei ceea ce este avantajos la turații și sarcini mici, deoarece crește viteza de curgere a gazelor prin secțiunea oferită, care este acum micșorată. În același scop se folosește un dispozitiv cu punct de reazem al culbutorului reglabil pe cale hidraulică (fig. 16.33).

În țară au fost realizate două mecanisme planetare pentru variația continuă, în funcționare, a fazelor de distribuție, la motoarele turismului Dacia 1300 și turismului ARO — L 25 [4], [15].

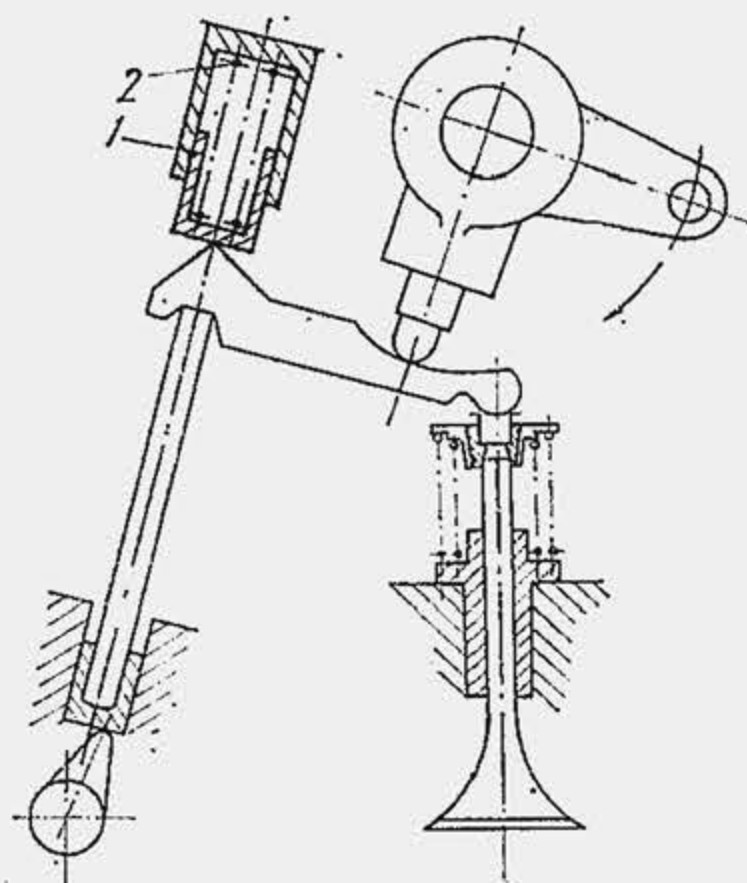


Fig. 16.33. Schema distribuției cu dispozitiv de reazem 1 comandat hidraulic.

## 16.1.7. CALCULUL MECANISMULUI DE DISTRIBUȚIE

**Dimensiunile supapei.** Diametrul mare al talerului de supapă  $d_s$  (fig. 16.34) se stabilește în raport cu spațiul disponibil în cilindru (tab. 16.2). Diametrul mic  $d_s^*$  se consideră egal cu diametrul  $d_o$  al galeriei din chiulasă. Există două cerințe opuse:  $d_o$  să fie cât mai mare, pentru ca pierderile gazodinamice să fie cât mai reduse;  $d_o$  să fie cât mai mic, pentru a spori lungimea  $b$  a sediului, ceea ce reduce presiunea specifică  $p_s$  și micșorează uzarea, dar mărește rezistența termică de contact și frânează deplasarea fluxului de căldură de la taler la sediu. Se admite condiția simplă  $p_s = 4 p_{max}$ ,  $p_{max}$  fiind presiunea maximă a gazelor din cilindru, ca urmare:  $(\pi d_s^2/4) p_{max} = \pi(d_s^2 - d_s^{*2}) p_s/4$ , de unde  $d_s^* = d_o = 0,865 d_s$ . Diametrul galeriei se verifică la curgere din condiția simplificată de continuitate:  $\bar{W}_g \pi (d_o^2 - \delta^2)/4 = \bar{W}_p \pi D^2/4$ , unde  $\bar{W}_g$  este viteza medie de curgere a gazelor prin galerie. Se admite  $\bar{W}_{ga} = 50 \dots 100$  m/s pentru fluidul proaspăt (galeria de admisiune);  $\bar{W}_{ge} = 120 \dots 220$  m/s pentru gazele de evacuare (galeria de evacuare). Galeria se execută cu secțiune variabilă pentru a reduce pierderile gazodinamice (fig. 16.35).

Înălțimea maximă de ridicare a supapei se alege astfel încât să fie satisfăcută condiția de secțiune litrică. Secțiunea de trecere oferită de supapă se calculează pentru două poziții distincte ale supapei (fig. 16.36). Prima poziție este aceea în care normala coborâtă din punctele A și A' (vîrfurile diametrului mic al talerului) cade pe sediul talerului. În acest caz, secțiunea oferită de supapă este un trunchi de con  $ABB'A'$  de arie  $A_I = \pi(BB' + AA') \cdot AB/2$ . Cu notațiile din figură,  $h_s$  fiind înălțimea momentană de ridicare,

Tabela 16.2

Dimensiunile supapei

Dimensiunea caracteristică	Relația
Diametrul mare al talerului $d_s$	
— pentru SA	$(0,44 \dots 0,55) D^*$
— pentru SE	$(0,40 \dots 0,45) D$
Diametrul mic al talerului $d_s^*$	$(0,95 \dots 1,0) d_o$
Lungimea sediului $b$	$(0,10 \dots 0,12) d_o$
Raza de racordare a talerului $r_t$	$(0,25 \dots 0,35) d_o$
Diametrul tijei $\delta$	
— pentru SA	$(0,18 \dots 0,24) d_o$
— pentru SE	$(0,22 \dots 0,29) d_o$
Lungimea supapei $l$	$(2,5 \dots 3,5) d_o$
Înălțimea cilindrică a talerului $t_1$	$(0,025 \dots 0,045) d_o$
Înălțimea totală a talerului $t$	$(0,10 \dots 0,13) d_o$
Înălțimea maximă de ridicare $h_{smax}$	$(0,18 \dots 0,30) d_o$

\* D — alezajul

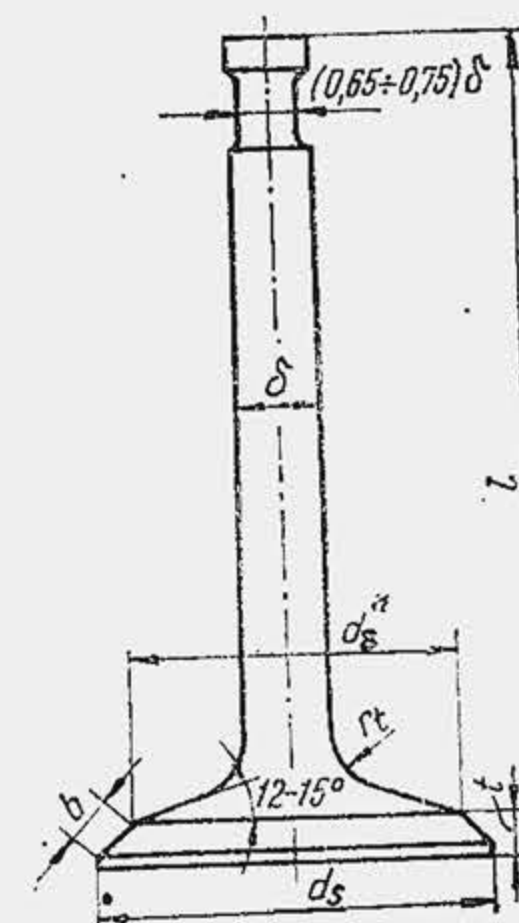


Fig. 16.34. Dimensiunile principale ale supapei.



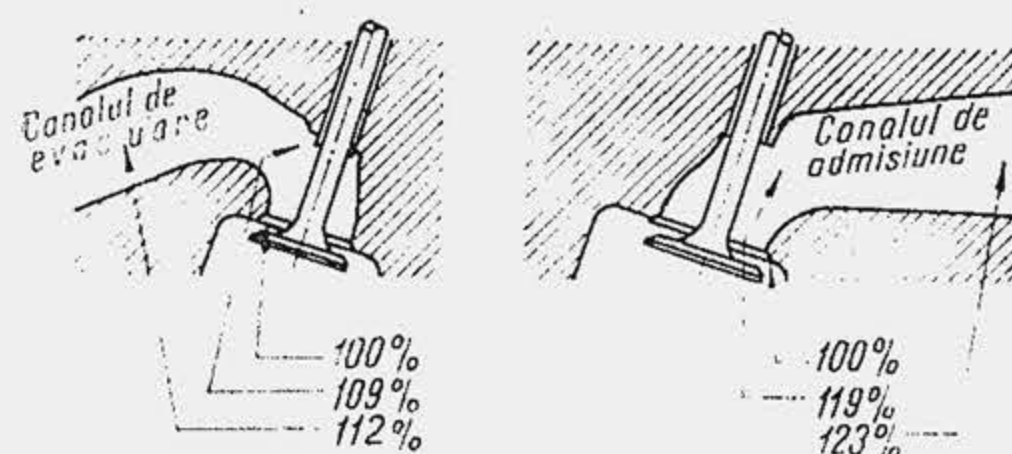


Fig. 16.35. Variația secțiunii canalelor din chiulasă.

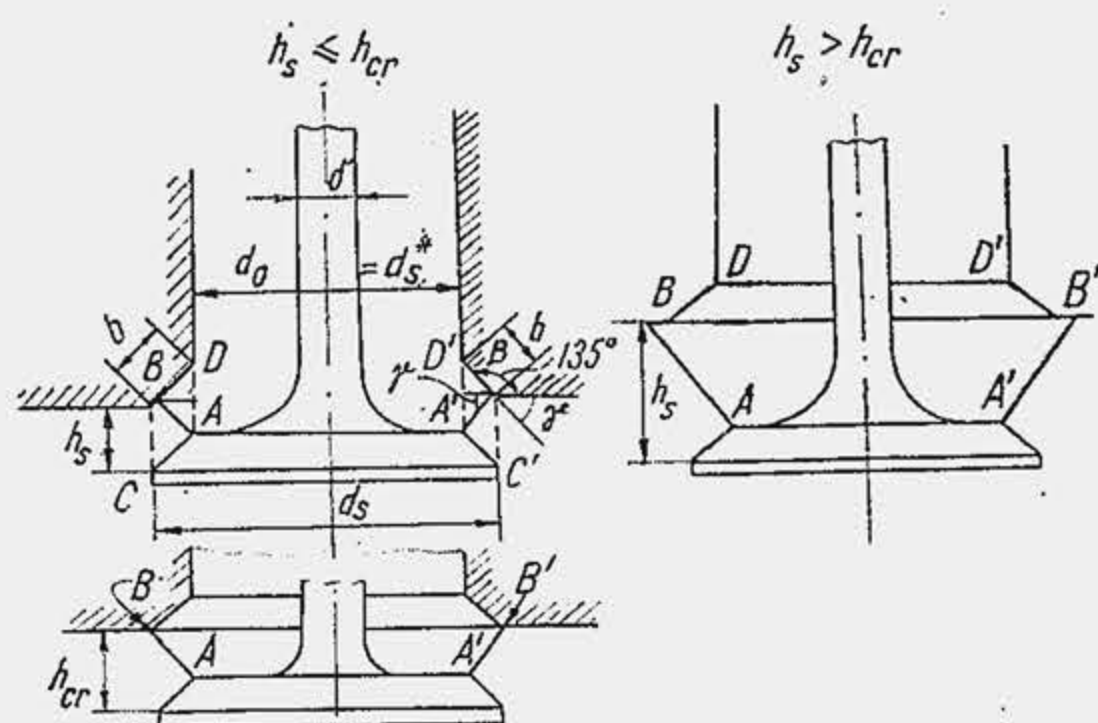


Fig. 16.36. Schemă pentru determinarea ariei orificiului oferit de supapă.

În a doua poziție,  $h_s > h_{cr}$  iar aria secțiunii oferite este

$$A_{II} = \pi \frac{d_s + d_s^*}{2} \sqrt{\left(h_s - \frac{d_s - d_s^*}{2} \tan \gamma\right)^2 + \left(\frac{d_s - d_s^*}{2}\right)^2}. \quad (16.4)$$

Aria secțiunii efective a canalului este

$$A_c = \pi(d_0^2 - \delta^2)/4, \quad (16.5)$$

relație care poate servi la determinarea înălțimii maxime de ridicare a supapei, impunându-se condiția:  $A_c = (A_I)_{max}$  sau  $A_c = (A_{II})_{max}$ . Dacă se construiește curba  $A(\alpha)$ , se calculează US-ul sau TS-ul supapei (v. rel. 2.45 și 2.46) și se verifică secțiunea litrică a supapei. În acest scop se admite că viteza medie prin secțiunea oferită de supapă este  $\bar{W}_{sa} = 100 \dots 200$  m/s (pentru admisiune);  $\bar{W}_{se} = 200 \dots 400$  m/s (pentru evacuare). Ca urmare din relația (2.53) se deduce

$$US = 6n \cdot 10^{-3} V_s \eta_v / \bar{W}_s \bar{\mu}_s, \quad (16.6)$$

care se confruntă cu aria de sub curba  $A(\alpha)$ .

**Legea de ridicare a tachtului.** Înălțimea momentană de ridicare a supapei se obține dacă se cunoaște înălțimea de ridicare a tachtului și raportul de multiplicare al culbutorului,  $h_s = h_t i_{st}$ .

Înălțimea de ridicare  $h_t$  depinde de profilul camei și de forma tachtului. Se tratează în continuare numai cazul tachtului plan. Pentru *cama armonică*, relațiile cinematice se arată în tabela 16.3 cu notațiile din figura 16.18 și tabela 16.1. Cama armonică conduce la accelerații mari care variază în trepte. Pentru

rezultă  $A_I = \pi[(d_s^* + 2h_s \cos \gamma \sin \gamma) + d_s] (h_s \cos \gamma)/2$ , sau, după simplificări

$$A_I = \pi h_s \cos \gamma (d_{sa}^* + 0,5 h_s \sin 2\gamma) \quad (16.1)$$

Înălțimea critică de ridicare a supapei, când perpendiculara din A cade în B este

$$h_{cr} = (d_{sa} - d_{sa}^*)/\sin 2\gamma. \quad (16.2)$$

Pentru  $h_s \leq h_{cr}$  și  $\gamma = 30^\circ$  sau  $45^\circ$ , relația (16.1) ia formele:

$$A_{I30^\circ} = \pi h_s (0,866 d_s^* + 0,375 h_s); \quad (16.3)$$

$$A_{I45^\circ} = \pi h_s (0,707 d_s^* + 0,353 h_s). \quad (16.3')$$

Relații de calcul al cinematicii tachtului plan pentru cama armonică

Parametrul	Relația
Ridicarea tachtului pe arc lateral	$h_{tAB} = C(1 - \cos \alpha^*) \quad (1)$
Ridicarea tachtului pe arc de vîrf	$h_{tBC} = h_c - A[1 - \cos(\alpha_0^* - \alpha^*)] \quad (2)$
Unghiul maxim al arcului lateral	$\alpha_B^* = \arcsin \left( \frac{A}{r_1 - r_2} \sin \alpha_0^* \right) \quad (3)$
Viteza tachtului pe arc lateral	$v_{tAB} = \omega^* C \sin \alpha^* \quad (4)$
Viteza tachtului pe arc de vîrf	$v_{tBC} = \omega^* A \sin(\alpha_0^* - \alpha^*) \quad (5)$
Accelerația tachtului pe arc lateral	$a_{tAB} = \alpha^{*2} C \cos \alpha \quad (6)$
Accelerația tachtului pe arc de vîrf	$a_{tBC} = -\omega^{*2} A \cos(\alpha_0^* - \alpha^*) \quad (7)$
Mărimile cinematice ale supapei (indicile s)	$h_s = h_t i_{st}; \quad v_s = v_t i_{st}; \quad a_s = a_t i_{st} \quad (8)$
Raportul de multiplicare al culbutorului (fig. 16.20)	$i_{st} = l_s/l_t \quad (9)$
Viteza unghiulară a arborelui de distribuție	$\omega^* = \frac{\pi n^*}{30} = \frac{\pi n}{60} \quad (10)$

\* Cu  $n^*$  s-a notat turația arborelui de distribuție; la motoarele în patru timpi  $n^* = n/2$ , iar  $\omega^* = \omega/2$ .

motoarele cu turații mari se apelează la un profil de camă care asigură o variație lină a accelerației. Un asemenea profil, care se răspîndește astăzi este cunoscut sub numele de *profilul Kurz*, alcătuit din patru părți (fig. 16.37). Ridicarea pe prima parte este o cosinoidă, iar intervalul  $\Phi_0$  reprezintă 1/4 de undă; ea asigură racordarea în A dintre cercul primitiv (evazat cu jocul termic) și profilul de ridicare efectivă. Ridicarea pe a doua parte este o sinusoidă, iar intervalul  $\Phi_1$  reprezintă 1/2 de undă; ea corespunde accelerațiilor pozitive și precizează accelerația maximă. Ridicarea pe a treia parte se face tot după o sinusoidă; perioada  $\Phi_2$  este 1/4 de undă și corespunde trecerii de la accelerațiile pozitive la cele negative. În fine, ridicarea pe ultima parte ( $\Phi_3$ ) se face după un polinom de gradul patru.

În tabela 16.4 se prezintă relațiile care dau ridicarea, viteza și accelerația unui tacht plan care se deplasează după un profil Kurz. Relațiile (1)...(4) definesc legea de ridicare pe cele patru intervale. Relațiile (5), (5'), (5'') definesc viteza absolută a tachtului  $v$ , viteza raportată  $\tilde{v}$  și viteza unghiulară  $\omega^*$  a arborelui de distribuție în funcție de turația arborelui de distribuție  $n^*$

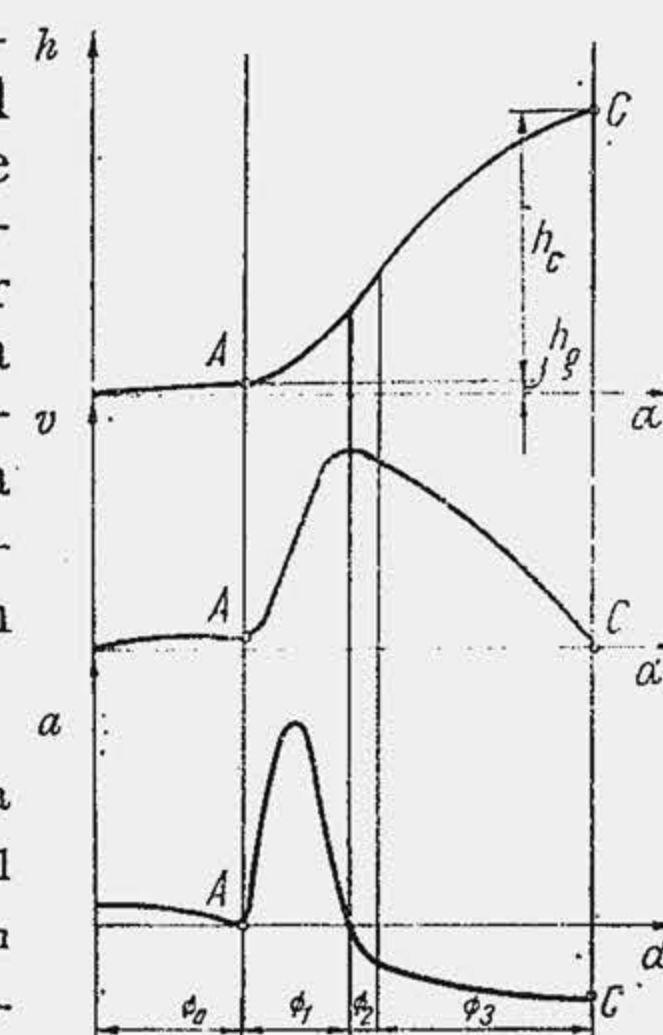


Fig. 16.37. Cinematica unei came Kurz.



Relații pentru determinarea profilului simetric al camei Kurz pentru tachmentul plan

Parametrul	Relația
Înălțimea de ridicare a tachmentului	
— intervalul $0 \leq \alpha_0^* \leq \Phi_0$	$h_0 = h_p \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2\Phi_0} \alpha_0^* \right)$ (1)
— intervalul $0 \leq \alpha_1^* \leq \Phi_1$	$h_1 = h_p + c_{11}\alpha_1^* - c_{12} \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \alpha_1^*$ (2)
	$h_{1f} = h_p + c_{11}\Phi_1$ (2')
— intervalul $0 \leq \alpha_2^* \leq \Phi_2$	$h_2 = h_{1f} + c_{21}\alpha_2^* + c_{22} \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \alpha_2^*$ (3)
	$h_{2f} = h_p + c_{11}\Phi_1 + c_{21}\Phi_2 + c_{22}$ (3')
— intervalul $0 \leq \alpha_3^* \leq \Phi_3$	$h_3 = h_{2f} + c_{31}(\Phi_3 - \alpha_3^*)^4 - c_{32}(\Phi_3 - \alpha_3^*)^2 + c_{33}$ (4)
Viteza de ridicare	
	$v = dh/d\tau = (dh/d\alpha^*)(d\alpha^*/d\tau) = \omega^*(dh/d\alpha^*)$ (5)
	$\tilde{v} = v/\omega^* = dh/d\alpha^*$ (5')
	$\omega^* = \pi n^*/30 = \pi n/60$ [rad/s] (5'')
— intervalul $0 \leq \alpha_0^* \leq \Phi_0$	$\tilde{v}_0 = h_p \frac{\pi}{2\Phi_0} \sin \frac{\pi}{2\Phi_0} \alpha_0^*$ (6)
— intervalul $0 \leq \alpha_1^* \leq \Phi_1$	$\tilde{v}_1 = c_{11} - c_{12} \frac{\pi}{\Phi_1} \cos \frac{\pi}{\Phi_1} \alpha_1^*$ (7)
— intervalul $0 \leq \alpha_2^* \leq \Phi_2$	$\tilde{v}_2 = c_{21} + c_{22} \frac{\pi}{2\Phi_2} \cos \frac{\pi}{2\Phi_2} \alpha_2^*$ (8)
— intervalul $0 \leq \alpha_3^* \leq \Phi_3$	$\tilde{v}_3 = -4c_{31}(\Phi_3 - \alpha_3^*)^3 + 2c_{32}(\Phi_3 - \alpha_3^*)$ (9)
Accelerația de ridicare	
	$a = dv/d\tau = (dv/d\alpha^*)(d\alpha^*/d\tau) = \omega^{*2}(d\tilde{v}/d\alpha^*)$ (10)
	$\tilde{a} = a/\omega^{*2} = d\tilde{v}/d\alpha^* = d^2h/d\alpha^{*2}$ (10')
— intervalul $0 \leq \alpha_0 \leq \Phi_0$	$\tilde{a}_0 = h_p \left( \frac{\pi}{2\Phi_0} \right)^2 \cos \frac{\pi}{2\Phi_0} \alpha_0^*$ (11)
— intervalul $0 \leq \alpha_1^* \leq \Phi_1$	$\tilde{a}_1 = c_{12} \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \sin \frac{\pi}{\Phi_1} \alpha_1^*$ (12)
— intervalul $0 \leq \alpha_2^* \leq \Phi_2$	$\tilde{a}_2 = -c_{22} \left( \frac{\pi}{2\Phi_2} \right)^2 \sin \frac{\pi}{2\Phi_2} \alpha_2^*$ (13)
— intervalul $0 \leq \alpha_3^* \leq \Phi_3$	$\tilde{a}_3 = 12c_{31}(\Phi_3 - \alpha_3^*)^2 - 2c_{32}$ (14)

Parametrul	Relația
Condiții la limită	
1) $h_{3f} = h_p + h_c$	$c_{11}\Phi_1 + c_{21}\Phi_2 + c_{22} + c_{33} - h_c = 0$ (15)
2) $h_{3i} = h_{2f}$	$c_{31}\Phi_3^4 - c_{32}\Phi_3^2 + c_{33} = 0$ (16)
3) $\tilde{v}_{1i} = \tilde{v}_{0f}$	$c_{11} - c_{12} \frac{\pi}{\Phi_1} - \tilde{v}_{0f} = 0$ (17)
4) $\tilde{v}_{2i} = \tilde{v}_{1f}$	$c_{11} + c_{12} \frac{\pi}{\Phi_1} - c_{21} - c_{22} \frac{\pi}{2\Phi_2} = 0$ (18)
5) $\tilde{v}_{3i} = \tilde{v}_{2f}$	$c_{21} + 4c_{31}\Phi_3^3 - 2c_{32}\Phi_3 = 0$ (19)
6) $\tilde{a}_{3i} = \tilde{a}_{2f}$	$c_{22} \left( \frac{\pi}{2\Phi_2} \right)^2 + 12c_{31}\Phi_3^2 - 2c_{32} = 0$ (20)
Raza minimă a arcului de vîrf pentru tachmentul plan	$r_{min} = r_0 + h_p + h_c - 2c_{32}$ (21) ( $r_0$ din fig. 16.18)
Raza maximă a arcului în punctul $\tilde{a}_{1max} (\Phi_1/2)$ , pentru tachmentul plan	$r_{max} = r_0 + h_p + c_{11} \frac{\Phi_1}{2} + c_{12} \left[ \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 - 1 \right]$ (22)

sau turația arborelui cotit  $n$  (v. rel. 10.1); relațiile (6)...(9) precizează vitezele raportate pe cele patru intervale. Relațiile (10), (10') definesc accelerația absolută  $a$  și accelerația raportată  $\tilde{a}$  iar relațiile (11)...(14) definesc accelerațiile raportate pe cele patru intervale. Intervalele  $\Phi_0 \dots \Phi_3$  și unghiurile  $\alpha^*$  se măsoară în radiani, cînd nu sînt sub semnul funcției trigonometrice; indicii 0, 1, 2, 3, definesc cele patru intervale. Coeficienții  $c_{ij}$  precizează funcțiile: primul indice se referă la intervalul de definiție; al doilea indice precizează ordinea coeficientului din expresia funcției care definește ridicarea  $h$ . Coeficienții se determină impunîndu-se șase condiții la limită care asigură continuitatea funcțiilor în care indicii  $i$  și  $f$  se referă la momentul inițial, respectiv final al intervalului. Se obțin șase ecuații (15)...(20) cu șapte necunoscute (șase coeficienți  $c_{11} \dots c_{33}$  și viteza raportată  $\tilde{v}_{0f}$ ). Sistemul este definit pe baza unei relații suplimentare care rezultă din experiență. În plus, fazele  $\Phi_1 \dots \Phi_3$  se definesc tot pe baza datelor experimentale. Relațiile (21) și (22) definesc raza minimă de racordare și raza maximă.

În tabela 16.5 se prezintă relațiile și valorile cu care se construiește ridicarea tachmentului plan după profilul Kurz simetric. Relațiile (1)...(3) se obțin rezolvînd sistemul de ecuații amintit; relațiile (4)...(6) definesc un număr de constante ajutătoare. Dacă se alege constructiv  $z$  din relația (4), coeficienții  $c_{ij}$  sînt definiți. Relațiile (7)...(13) permit determinarea intervalelor  $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3$ . Relația (10) este evidentă,  $\alpha_0^*$  a fost definit inițial, pentru cama armonică (v. tab. 16.1). Relația (11) limitează accelerațiile maxime, relația (12) — viteza de șoc cînd cama atacă supapa; relația (13) rezultă din condiții tehnologice. Se recomandă  $z = 5/8$ ; rezultă relațiile (13) și (14) pentru constantele ajutătoare, cu care se calculează coeficienții  $c_{ij}$ . Se determină viteza și accelerațiile  $a_{max}$  și  $a_{min}$ , relațiile (15), (16) și (17), necesare pentru calculul forțelor de inerție. Relațiile (18)...(21) reprezintă expresiile aproximative (simplificate) pentru calculul valorilor extreme. Ele dau abateri mici, acceptabile.

La motoarele de turism, cu turații peste 6000 rot/min se recomandă adoptarea unui profil Kurz asimetric, ceea ce micșorează viteza de impact. Rezultă două condiții funcționale (tab. 16.6): înălțimea totală de coborîre a tachmentului să fie egală cu înălțimea de ridicare (rel. 1); accelerația



Tabela 16.5

Relații pentru constantele care determină profilul simetric al camei Kurz

Parametrul	Relația
Coeficienții $c_{ij}$	$c_{11} = \frac{b_1 \tilde{v}_{0f} + b_2 h_c}{2b_1 + b_2 \Phi_1}; \quad c_{12} = (c_{11} - \tilde{v}_{0f}) \frac{\Phi_1}{\pi} \quad (1)$ $c_{21} = c_{32} k_3; \quad c_{22} = c_{32} k_1 \quad (2)$ $c_{31} = c_{32} \frac{1-z}{6\Phi_3^2}; \quad c_{32} = \frac{2c_{11} - \tilde{v}_{0f}}{b_2}; \quad c_{33} = c_{32} k_2 \quad (3)$
Constantele ajutoare	$z = \frac{\tilde{a}_{2f}}{\tilde{a}_{3f}} \quad (4)$ $k_1 = 8z \left( \frac{\Phi_2}{\pi} \right)^2; \quad k_2 = \frac{5+z}{6} \Phi_3^2; \quad k_3 = \frac{4+2z}{3} \Phi_3 \quad (5)$ $b_1 = k_1 + k_2 + k_3 \Phi_2; \quad b_2 = k_3 + 4z \frac{\Phi_2}{\pi} \quad (6)$
Valori pentru calcul	$z = 0,6 \dots 0,75 \quad (7)$ $\frac{\Phi_2}{\Phi_3} = 0,1 \dots 0,2 \quad (8)$ $\Phi_2 + \Phi_3 = (1,5 \dots 3) \Phi_1 \quad (9)$ $\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = \alpha_0^* \quad (10)$ $\left  \frac{\tilde{a}_{max}}{\tilde{a}_{min}} \right  = \frac{\Phi_2 + \Phi_3}{(1 \dots 1,2) \Phi_1} \quad (11)$ $\tilde{v}_{0f} = 1 \dots 2,5 \text{ mm/rad} \quad (12)$ $r_2 \geq 1,5 \dots 2,5 \text{ mm} \quad (12^*)$
Constantele ajutoare pentru $z = 5/8$	$k_1 = 5 \left( \frac{\Phi_2}{\pi} \right)^2; \quad k_2 = 0,9375 \Phi_3^2; \quad k_3 = 1,75 \Phi_3 \quad (13)$ $b_2 = k_3 + 2,5 \frac{\Phi_2}{\pi}; \quad c_{31} = 0,0625 \frac{c_{32}}{\Phi_3^2} \quad (14)$
Vitezele și accelerațiile maxime și minime (relații exacte și aproximative)	$v_{max} = \tilde{v}_{max} \omega^* = b_2 c_{32} \omega^* \quad (15)$ $a_{max} = \tilde{a}_{max} \omega^{*2} = c_{12} \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \omega^{*2} \quad (16)$ $a_{min} = \tilde{a}_{min} \omega^{*2} = -2 c_{32} \omega^{*2} \quad (17)$ $\tilde{v}_{max} \approx \frac{2h_c - \tilde{v}_{0f} \Phi_1}{\Phi_1 + 2(0,756\Phi_2 + 0,536\Phi_3)} \left[ \frac{\text{mm}}{\text{rad}} \right] \quad (18)$ $\tilde{a}_{max} \approx \frac{h_c - \tilde{v}_{0f}(\Phi_1 + 0,756\Phi_2 + 0,536\Phi_3)}{\Phi_1 + 2(0,756\Phi_2 + 0,536\Phi_3)} \cdot \frac{\pi}{\Phi_1} \left[ \frac{\text{mm}}{\text{rad}^2} \right] \quad (19)$ $\tilde{a}_{min} \approx \frac{-\tilde{v}_{max}}{0,398\Phi_2 + 0,875\Phi_3} \left[ \frac{\text{mm}}{\text{rad}^2} \right] \quad (20)$ $c_{11} \approx \frac{h_c + \tilde{v}_{0f}(0,756\Phi_2 + 0,536\Phi_3)}{\Phi_1 + 2(0,756\Phi_2 + 0,536\Phi_3)} \quad (21)$

Tabela 16.6

Relații pentru determinarea profilului asimetric al camei Kurz

Parametrul	Relația
Condiții funcționale (exponentul $c$ se referă la profilul de coborîre)	$h_p + h_c = h_p^c + h_c^c \quad (1)$ $c_{32}^c = c_{32} \quad (2)$
Constantele $c_{ij}^c$	$c_{11}^c = [c_{32}(k_3\beta + 4z\Phi_2/\pi) + \tilde{v}_{0f}^c]/2 \quad (3)$ $c_{12}^c = (c_{11}^c - \tilde{v}_{0f}^c) \Phi_1/\pi \quad (4)$ $c_{21}^c = c_{21}\beta; \quad c_{22}^c = c_{22} \quad (5)$ $c_{31}^c = c_{31}/\beta^2; \quad c_{33}^c = c_{33}\beta^2 \quad (6)$
Constante ajutoare	$\delta = \Phi_1/\Phi_1; \quad \beta = \Phi_3/\Phi_3; \quad \gamma = \tilde{v}_{0f}^c/\tilde{v}_{0f} \quad (7)$ $k_1^c = k_1; \quad k_2^c = k_2\beta^2; \quad k_3^c = k_3\beta \quad (8)$
Înălțimea de coborîre	$h_c = h_c - c_{32}[k_2(1-\beta^2) + k_3\Phi_2(1-\beta) -$ $- k_3 \frac{\Phi_1}{2}(\delta\beta - 1) - 4z \frac{\Phi_2}{\pi}(\delta - 1)] + 0,5\Phi_1\tilde{v}_{0f}(\delta\gamma - 1) \quad (9)$
Viteza maximă de coborîre	$\tilde{v}_{max}^c = \tilde{v}_{max} - c_{32}k_3(1-\beta) \quad (10)$
Accelerația maximă de coborîre	$\tilde{a}_{max}^c = \tilde{a}_{max} - c_{32} \frac{\pi}{2\Phi_1} \left[ k_3 \left( 1 - \frac{\beta}{\delta} \right) + \right.$ $\left. + 4z \frac{\Phi_2}{\pi} \left( 1 - \frac{1}{\delta} \right) \right] + \frac{\pi\tilde{v}_{0f}^c}{2\Phi_1} \left( 1 - \frac{\gamma}{\delta} \right) \quad (11)$
Cazuri particulare	$1) \delta = \gamma = 1; \beta \neq 1$ $h^c = h_c - c_{32}(1-\beta) \left[ k_2(1+\beta) + k_3 \left( \frac{\Phi_1}{2} + \Phi_2 \right) \right] \quad (12)$ $2) \delta = \beta = 1; \gamma \neq 1$ $h_0^c = h_0 - 0,5\Phi_1(\tilde{v}_{0f} - \tilde{v}_{0f}^c) \quad (13)$

tachetului pe vârful camei să nu prezinte discontinuități (rel. 2). Coeficienții  $c_{ij}$  pe profilul de coborîre, relațiile (3)...(6) se definesc în raport cu modificarea intervalelor  $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3$ . Întrucît intervalul  $\Phi_2$  este mic nu se recomandă schimbarea lui; modificarea celorlalte intervale este definită de coeficienții  $\delta, \beta$ , relația (7), care precizează și raportul  $\gamma$  al vitezelor la sfîrșitul intervalului  $\Phi_0$ , adică intensitatea șocului. Din relația (11) rezultă că în cazul particular  $\delta = \gamma = 1$ , se obține o accelerație maximă mai mică pe profilul de coborîre dacă  $\beta < 1$ ; în cazul particular  $\delta = \beta = 1$ , dacă  $\gamma < 1$ , rezultă că  $h_0^c < h_0$  ceea ce permite reducerea zgomotului la turații mici. De aceea soluția se întîlnește frecvent la motoarele mici de turism.

Un alt profil de camă, pentru motoarele de turism în special, este cel cunoscut sub numele de *profilul camei polidine*. Profilul este reprezentat de o funcție polinomială („poli”) și satisface mai multe cerințe dinamice („din”), privind accelerațiile și vibrația. Relațiile (1)...(3) din tabela 16.7 definesc



Tabela 16.7

Relații pentru determinarea profilului camei polidin

Parametrul	Relația
Înălțimea de ridicare a supapei	$h_s = h_{smax} \left[ 1 + C_2 \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^2 + C_p \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^p + C_q \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^q + C_r \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^r + C_s \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^s \right] \quad (1)$
Viteza de ridicare a supapei	$v_s = h_{smax} \frac{\omega^*}{\alpha_0^*} \left[ 2C_2 \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} + p C_p \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^{p-1} + q C_q \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^{q-1} + r C_r \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^{r-1} + s C_s \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^{s-1} \right] \quad (2)$
Accelerația de ridicare a supapei	$a_s = h_{smax} \frac{\omega^{*2}}{\alpha_0^{*2}} \left[ 2C_2 + p(p-1) C_p \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^{p-2} + q(q-1) C_q \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^{q-2} + r(r-1) C_r \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^{r-2} + s(s-1) C_s \left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0^*} \right)^{s-2} \right] \quad (3)$
Constantele $C_2, C_p \dots$	$C_2 = \frac{-pqr s}{(p-2)(q-2)(r-2)(s-2)} \quad (5)$ $C_p = \frac{2qrs}{(p-2)(q-p)(r-p)(s-p)} \quad (6)$ $C_q = \frac{-2prs}{(q-2)(q-p)(r-q)(s-q)} \quad (7)$ $C_r = \frac{2pq s}{(r-2)(r-p)(r-q)(s-r)} \quad (8)$ $C_s = \frac{-2pqr}{(s-2)(s-p)(s-q)(s-r)} \quad (9)$
Coeficienții $p, q \dots$	$p = 2 + a; q = p + a; r = q + a; s = r + a \quad (10)$ <p>Pentru <math>\alpha_0^*</math>, v. relația (4) tab. 16.1.</p>

cinematica profilului de ridicare a supapei; relațiile (5)...(9) definesc coeficienții polinomului. Relația (10) precizează exponentii polinomului, care sînt în progresie aritmetică de rație  $a$ . Primul termen al polinomului este de gradul 2; rația progresiei variază de la 4 la 12 dar se recomandă  $a = 8$ , astfel ca  $p = 10$ . Profilul polidin dă satisfacție numai pe un interval restrîns de turație. De aceea, s-a răspîndit mai ales la motoarele mașinilor de curse.

**Calculul arcului de supapă.** Se calculează forța de inerție pe care o dezvoltă mecanismul de acționare. Accelerația fiind cunoscută se determină masele reduse din mecanismul de acționare aplicînd principiul conservării energiei cinetice și anume energia cinetică a masei reduse  $m_s^0$  la axa supapei, care se deplasează cu viteza  $v_s$  este egală cu energia cinetică a tuturor celor  $z$  mase în mișcare, din mecanismul de comandă:  $m_s^0 v_s^2 / 2 = \sum m_z v_z^2 / 2$ . Cu

notațiile din figura (16.38, a și b) rezultă masa redusă la axul supapei  $m_s^0$  relația (1) din tabela 16.8, care reprezintă suma dintre masa supapei  $m_s^0$ , 1/3 din masa arcului  $m_a$ , masa ansamblului tachtet-tijă,  $m_{tt}$ , micșorată prin pătratul raportului de multiplicare  $i_{st}^2$ , momentul de inerție mecanic  $J_{cb}$  al culbutorului micșorat prin pătratul brațului  $l_s^2$ . Relația (2) definește masa redusă la axa tachtetului. Relațiile (3)...(5) dau forțele de inerție reduse, calculate la turația motorului corespunzătoare turației de putere maximă  $n_p$ . Motorul trebuie să funcționeze la  $n_{max} > n_p$ , de aceea, forța  $F_{is}$  se determină cu relația (6) pe baza unui coeficient de acoperire  $c_n$ , definit de (7) știind că accelerațiile sînt proporționale cu pătratul turației. La proiectare, dacă nu se cunosc masele  $m_z$ , se alege inițial pe baza datelor statistice masa raportată  $\mu_s^0$ , relația (8), cu 30...60% mai mare, cînd arborele este așezat lateral. Ca exemple se indică în tabela 16.9 valorile maselor din mecanismul de distribuție pentru două motoare.

Forța maximă care încarcă arcu este dată de forța de inerție maximă, relația (1) din tabela 16.10, multiplicată cu un coeficient de acoperire  $c_p$ , care definește rezerva de încărcare a arcului (fig. 16.38, c). Forța minimă care se aplică la montaj, relația (2) se verifică din condiția (3), astfel ca supapa de evacuare să nu se deschidă în cursa de admisiune sub acțiunea diferenței de presiune aplicată talerului de supapă (diferența dintre presiunea din conducta

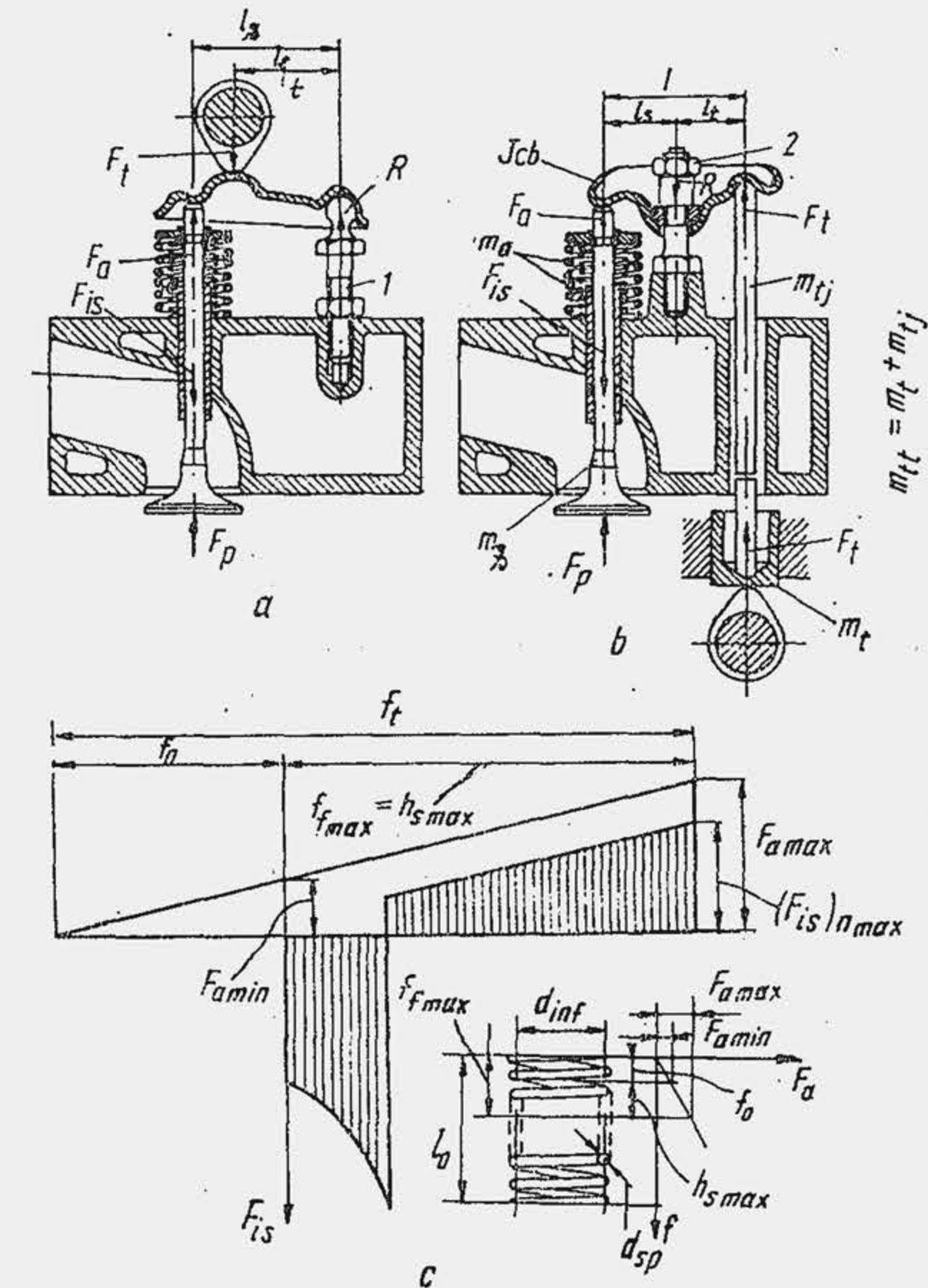


Fig. 16.38. Scheme pentru determinarea forțelor din mecanismul de comandă a supapei.



Tabela 16.8

Relații pentru calculul masei și forței de inerție reduse

Parametrul	Relația
Masa redusă la axa supapei	$m_s^0 = m_s + \frac{1}{3} m_a + \frac{m_{tt}}{i_{st}^2} + J_{cb}/l_s^2$ (1)
Masa redusă la axa tachtului	$m_t^0 = m_s^0 \cdot i_{st}^2$ (2)
	$m_t^0 = \left( m_s + \frac{1}{3} m_a \right) i_{st}^2 + m_{tt} + J_{cb}/l_t^2$ (2')
Forța de inerție redusă la axa supapei	$F_{ts} = -m_s^0 a_s$ (3)
Forța de inerție redusă la axa tachtului	$F_{it} = -m_t^0 a_t$ (4)
Forța de inerție pe vârful camei armonice	$F_{isc} = m_s^0 \omega^{*2} (r_0 + h_c - r_2)$ (5)
Forța de inerție la turația maximă a motorului	$(F_{is})_{n_{max}} = c_n (F_{is})_{n_P}$ (6)
Coeficientul de acoperire a turației	$c_n = \frac{n_{max}}{n_P}$ (7)
Masa raportată redusă la axa supapei de admisiune	$\mu_{sa}^0 = \left( \frac{4m_{sa}^0}{\pi d_{sa}^{*2}} \right)^2$ (8)

Valori pentru calcul:  $\mu_{sa}^0 = 24 \dots 30 \text{ g/cm}^2 (\text{gf/cm}^2)$  pentru arbore cu came lateral în bloc și supape în chiulasă;  $\mu_{sa}^0 = 17 \dots 24 \text{ g/cm}^2 (\text{gf/cm}^2)$  pentru arbore cu came și supape în chiulasă. Pentru supapa de evacuare rezultă:  $\mu_{se}^0 = \mu_{sa}^0 \cdot (d_{se}/d_{sa})^2$ ,  $c_n = 1, 17 \dots 1, 32$  pentru MAC;  $c_n = 1, 21 \dots 1, 44$  pentru MAS.

Tabela 16.9

Masele în mișcare, din mecanismul de distribuție reduse la axul supapei

Denumirea organului	Motor A**		Motor B**	
	g	%	g	%
Supapa	103	25,0	103	42,0
Talerul supapei	17	4,1	17	6,9
Arcul interior*	21	—	21	—
Arcul exterior*	57	—	57	—
1/3 din masa arcurilor	26	6,4	26	10,5
Culbutorul ( $J_{cb}/l_s^2$ )	90	21,6	106	40,6
Tija împingătoare	106	25,7	—	—
Tachtul	71	17,2	—	—
Total	413	100,0	247	100,0

\* Se adună 1/3 din masa arcului (v. relația 1, tab. 16.8).

\*\* Motorul A-MAS de turism cu arbore de distribuție lateral și supape în chiulasă; Motorul B-MAS de turism cu arbore de distribuție în chiulasă.

Masele pieselor din mecanismul de distribuție al motorului turismului Dacia 1300:  $m_{tacht} = 35,3 \text{ g}$ ;  $m_{tija} = 32,2 \text{ g}$ ;  $m_{culbutor} = 52 \text{ g}$ ;  $m_{taler arc} = 18,5 \text{ g}$ ;  $m_{SA} = 53,2 \text{ g}$ ;  $m_{SE} = 45,4 \text{ g}$ ;  $m_{arc} = 33,2 \text{ g}$ .

Tabela 16.10

Relații pentru calculul arcului de supapă

Parametrul	Relația
Forța maximă care încarcă arcul	$F_{a \max} = c_F (F_{is})_{n_{max}}$ (1)
Forța minimă care încarcă arcul (forța inițială aplicată la montaj)	$F_{a \min} = (1,5 \dots 2,7) F_{a \max}$ (2)
	$F_{a \min} > \frac{\pi d_{se}^2}{4} \Delta p$ (3)
Săgeata maximă a arcului în funcționare	$f_{f \max} = h_s \max$ (4)
Constanta elastică a arcului	$k_{arc} = F_{a \max} / f_{f \max}$ (5)
Săgeata arcului sub acțiunea forței inițiale	$f_0 = F_{a \min} / k_{arc}$ (6)
Săgeata totală	$f_t = f_0 + f_{f \max}$ (7)
	$f_t \approx 2 f_{f \max}$ (7')
Efortul unitar tangențial maxim	$\tau_{max} = c_b \frac{8 F_{a \max} d_{inf}}{\pi d_{sp}^3} \leq 45 \dots 65 \text{ daN/mm}^2$ (8)
Efortul unitar tangențial minim	$\tau_{min} = c_b \frac{8 F_{a \min} d_{inf}}{\pi d_{sp}^3}$ (9)
Coeficientul de siguranță	$c_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon \gamma} \tau_v + \psi_\tau \tau_m} > 1,4$ (10)
Numărul de spire active	$i_{ac} = \frac{f_t d_{sp}^4 G}{8 F_{a \max} d_{inf}^3} = 5 \dots 12$ (11)
Numărul total de spire	$i = i_{ac} + 2$ (12)
Lungimea minimă a arcului	$l_{min} = i d_{sp} + (i - 1) \delta_s$ (13)
Lungimea arcului montat	$l_m = l_{min} + f_{f \max}$ (14)
Lungimea liberă a arcului	$l_0 = l_m + f_t$ (15)
Forța arcului redusă la axa tachtului	$F_{at} = F_a \cdot i_{st}$ (16)



Tabel 16.10 (continuare)

Parametrul	Relația
Forța de presiune redusă la axa tacherului	$(F_{pt})_{DSE} = \frac{\pi d_{sc}^2}{4} p_{DSE} \cdot i_{st}$ (17)
Forța totală redusă la axa tacherului	$F_t = F_{it} + F_{at}$ (supapă de admisiune) (18) $F_t = F_{it} + F_{at} + (F_{pt})_{DSE}$ (supapă de evacuare) (18')
Efortul unitar de contact	$\tau = 0,418 \sqrt{\frac{2F_t E_c E_t}{(E_c + E_t)b} \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{r_r}\right)} < \tau_{ac}$ (19)
Pulsația și frecvența proprie a arcului	$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}} \text{ [s}^{-1}\text{]}; n_0 = 9,55 \omega_0 \left[\frac{\text{osc}}{\text{min}}\right]$ (20)
Constanta elastică și masa spirelor active	$k_a = \frac{G d_{sp}^4}{8 d_{inf}^3 i_{ac}}; m_a = \pi d_{inf}^2 \frac{\pi d_{sp}^2}{4} \rho i_{ac}$ (21)
Frecvența proprie	$n_0 \left[\frac{\text{osc}}{\text{min}}\right] = 2,17 \cdot 10^6 \frac{d_{sp} [\text{cm}]}{i_{ac} d_{inf}^2 [\text{cm}^2]}$ (22) $n_0 \geq 12 n^*$

Valori pentru calcul:

$C_F = 1, 1, \dots, 1, 2; \Delta p = 0,5 \dots 0,8 \text{ daN/cm}^2 (\text{MAS}); \Delta p = 0,2 \dots 0,3 \text{ daN/cm}^2 (\text{MAC});$   
 $k_a = 20 \dots 60 \text{ daN/cm}; F_{a \max} \geq 100 \text{ daN}; \tau_a = 45 \dots 65 \text{ daN/mm}^2; G = 830\,000 \text{ daN/cm}^2;$   
 $\rho = 0,000785 \text{ kg/cm}^3; \delta_s \geq 0,3 \text{ mm}; r_r = \infty$  pentru tacher plan;  $\tau_{ac} = 50 \dots 120 \text{ daN/mm}^2;$   
 $\tau_{-1} = 32 \dots 36 \text{ daN/mm}^2; c_b/b = 1,24/6; 1,20/7; 1,17/8; 1,15/9; 1,13/10$  (citește  $c_b = 1,24$  corespunzător lui  $b = 6$ ).

de evacuare și presiunea din cilindru, mai mare la MAS cînd se produce obturarea în admisiune), sau supapa de admisiune să nu se deschidă în cursa de evacuare la motorul supraalimentat. Condiția (4) este evidentă și definește constanta elastică a arcului, relația (5). Rigiditatea arcurilor pentru motoarele SAVIEM-D 796 și MAN-D2156 fabricate în România se arată în figura (16.39). Arcul se verifică la oboseală, relațiile (8)...(10). Se alege inițial diametrul spirei ( $d_{sp} = 3 \dots 5 \text{ mm}$ ) (arcul supapei de la motorul turismului Dacia 1300 are  $d_{sp} = 3,4 \text{ mm}$ ). Diametrul înfășurării ( $d_{inf}$ ) se alege constructiv  $d_{inf} = (0,75 \dots 1,0) d_c$ ,  $d_c$  fiind diametrul canalului din chiulasă; cînd sînt două arcuri, pentru arc interior  $d_{inf} = (0,5 \dots 0,75) d_c$ . Jocul diametral dintre arcuri este  $1 \dots 2 \text{ mm}$ . Coeficientul  $c_b$  ține seama de distribuția neuniformă a eforturi-

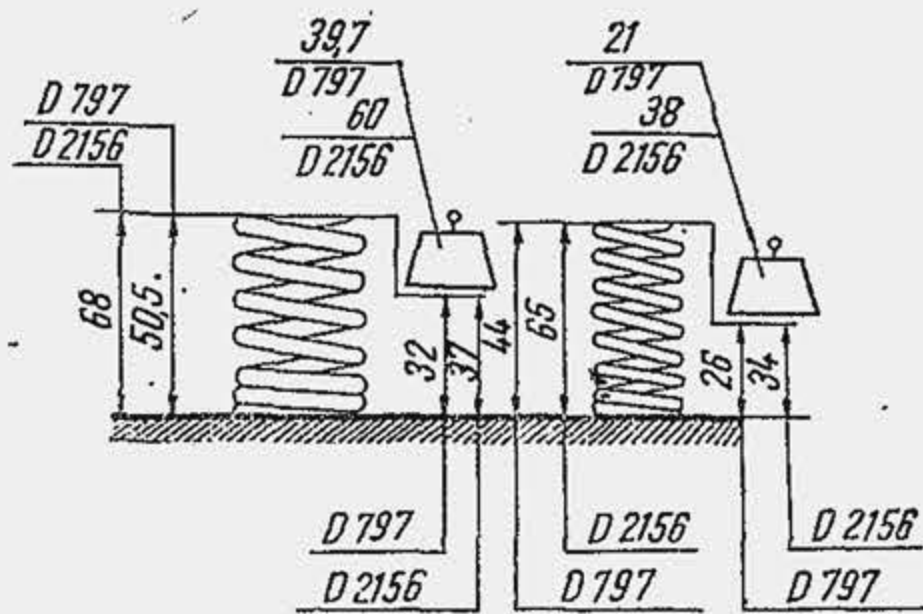


Fig. 16.39. Caracteristicile arcurilor de supapă de la motoarele D 2156 și D 797.

lor în planul transversal al înfășurării și este o funcție de raportul  $b = d_{inf}/d_{sp}$ . Celelalte caracteristici ale arcului, relațiile (6), (7), (11) ... (15) sînt evidente,  $\delta_s$  fiind distanța minimă între spirele arcului strîns. Verificarea la efortul de contact dintre tacher și camă se face însumînd forța arcului redusă la axa tacherului, relația (16), forța de presiune a gazelor pe care trebuie s-o învingă arc în momentul deschiderii supapei de evacuare, relația (17) și forța de inerție redusă la axa tacherului, relațiile (18) și (18'). Efortul unitar de contact este dat de relația lui H e r z (19). La motoarele rapide, se verifică arc la frecvența de rezonanță. Se calculează pulsația sau frecvența proprie, relația (20) pe baza relațiilor (21); pe baza datelor experimentale se recomandă ca frecvența proprie  $n_0$ , relația (22) să fie de 12 ori mai mare decît turația arborelui de distribuție. Dacă  $n_0 \leq 12 n^*$  ( $\omega_0 \leq 12 \omega^*$ ) trebuie sporit  $n_0$  ceea ce se obține dacă se mărește  $k_a$  sau se micșorează  $m_a$ . Mărirea lui  $k_a$  înseamnă utilizarea unui arc mai rigid, „mai tare” ( $F_a = -k_a x$ ), care produce forțe mari de apăsare pe camă și sporește uzura ei. Reducerea masei  $m_a$  este o soluție accesibilă în limitele unui anumit nivel de tehnică. Condițiile de mișcare normală și de vibrație a supapei se pun în evidență experimental, înregistrînd pe un osciloscop deplasarea supapei  $h_s$ , viteza  $v_s$  și accelerația  $a_s$  (fig. 16.40). În acest scop se folosește un traductor inductiv format dintr-o bobină inclusă într-un circuit electric, în interiorul căreia se deplasează tija supapei. Înregistrarea curbei  $h_s(\alpha)$  este insuficientă pentru a evidenția desprinderea și vibrația supapei. Derivatele funcției  $h_s$ , viteza și accelerația sînt sensibile față de cele două fenomene.

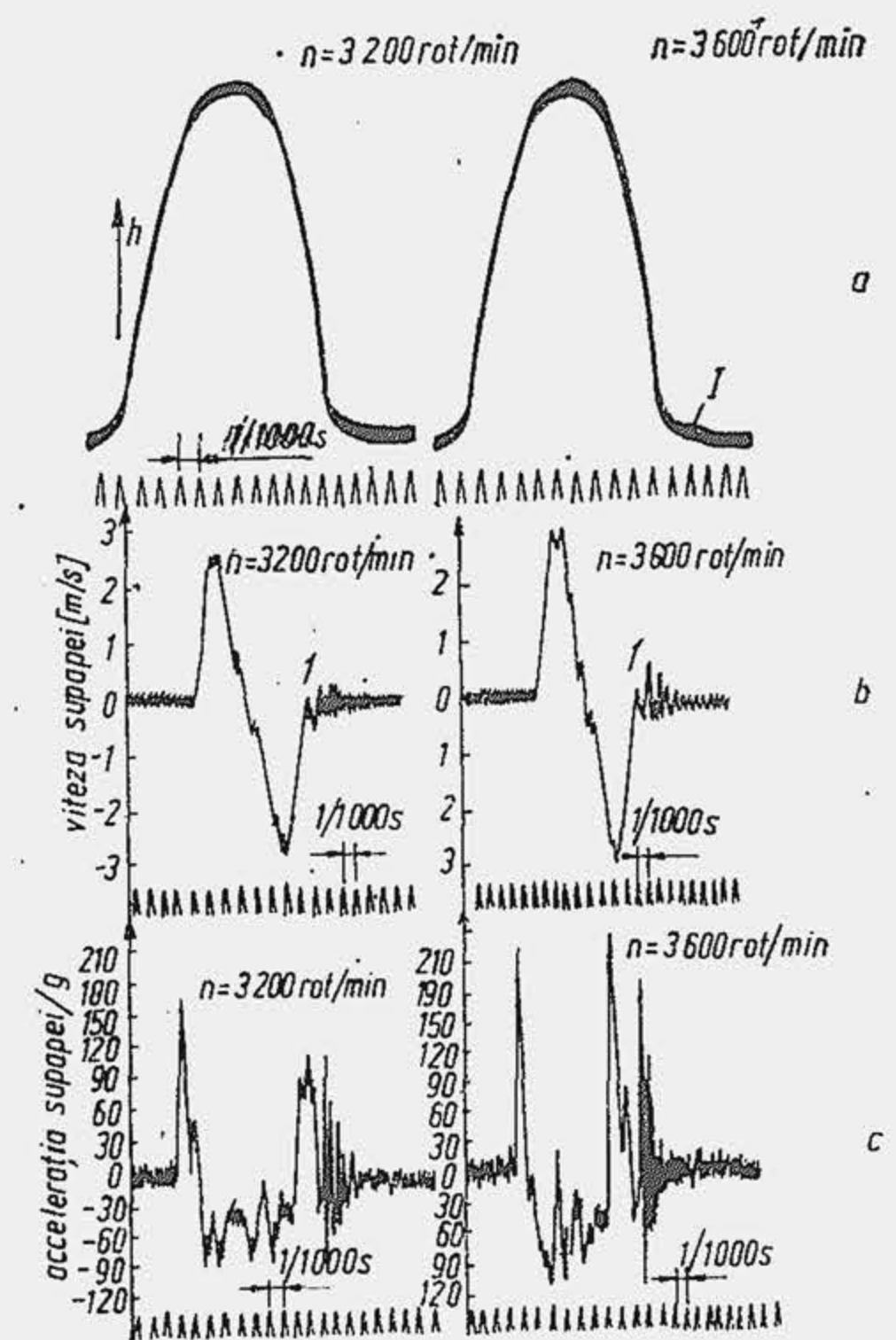


Fig. 16.40. Înregistrarea experimentală a legii de mișcare a supapei; 1— vibrația supapei.

## 16.2. COLECTOARE DE GAZE

Colectoarele de gaze se confecționează prin turnare din aluminiu (pentru fluidul proaspăt) sau fontă (pentru gazele de evacuare, care ating temperaturi de  $600 \dots 900^\circ\text{C}$ ). Diametrul interior al conductei de evacuare este  $(0,25 \dots 0,33)D$ ,  $D$  fiind alezajul. Soluția de colector depinde de modul de grupare a canalelor de admisiune (fig. 16.41, a) sau evacuare, de tipul carburatorului



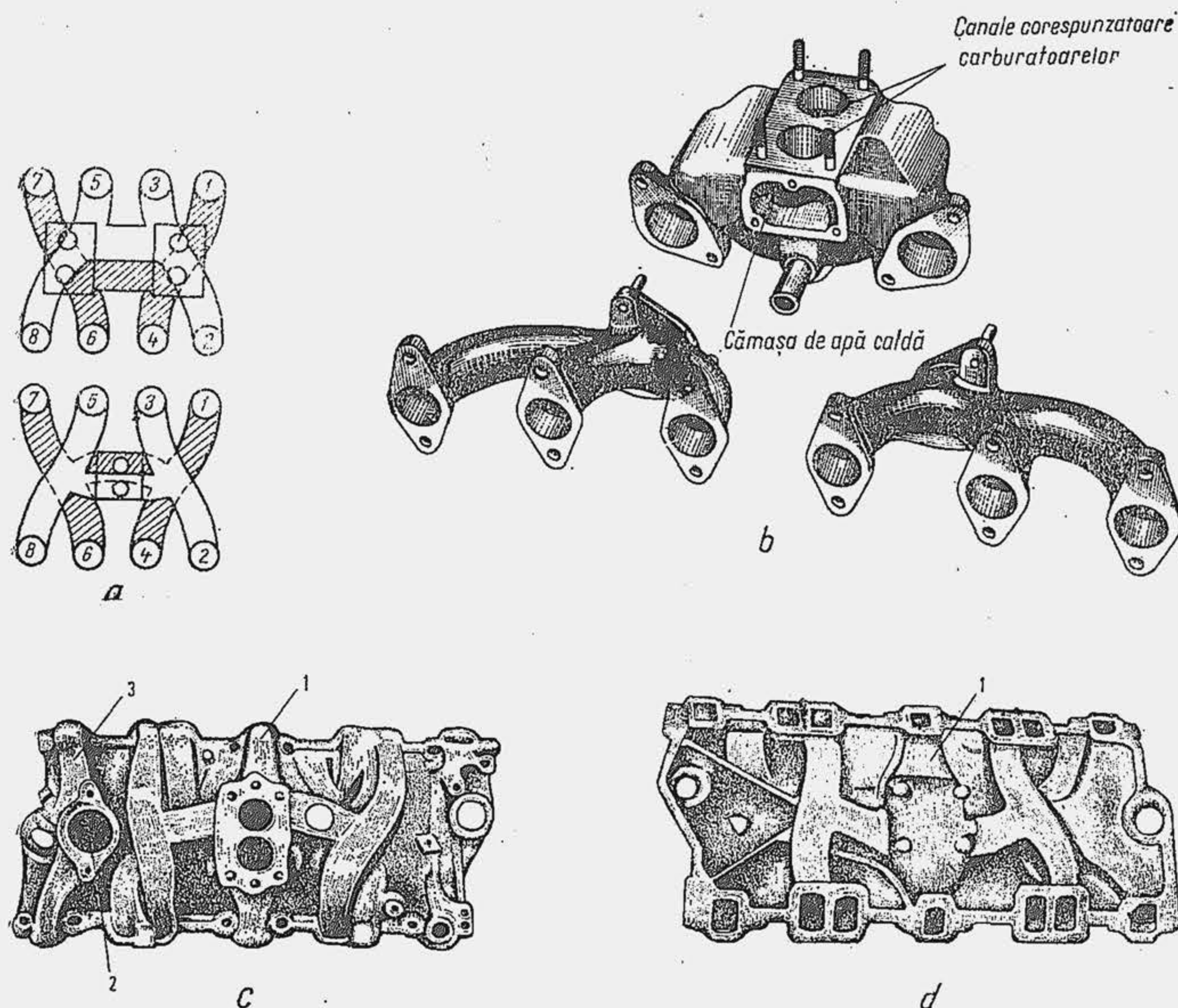


Fig. 16.41. Colectoare de admisiune.

etc. Pentru a îmbunătăți performanța de umplere se prevăd colectoare cu canale independente (b), alimentate de la un corp central, prevăzut cu două carburatoare.

Conducta de admisiune de la motorul cu opt cilindri în V (SR-211) asigură alimentarea independentă a unui grup de patru cilindri (fig. 16.41 c și d). Pentru încălzirea amestecului la MAS se prevede o cămașă cu apă caldă sau una de gaze fierbinți 1. În colector se prevede locașul 2 al termostatului și canalul de legătură 3 pentru colectarea lichidului de răcire dintre două linii de cilindri. Colectorul de evacuare se confecționează cu canale independente (fig. 16.42.) deoarece canalele comune produc o încălzire puternică a pereților chiulasei.

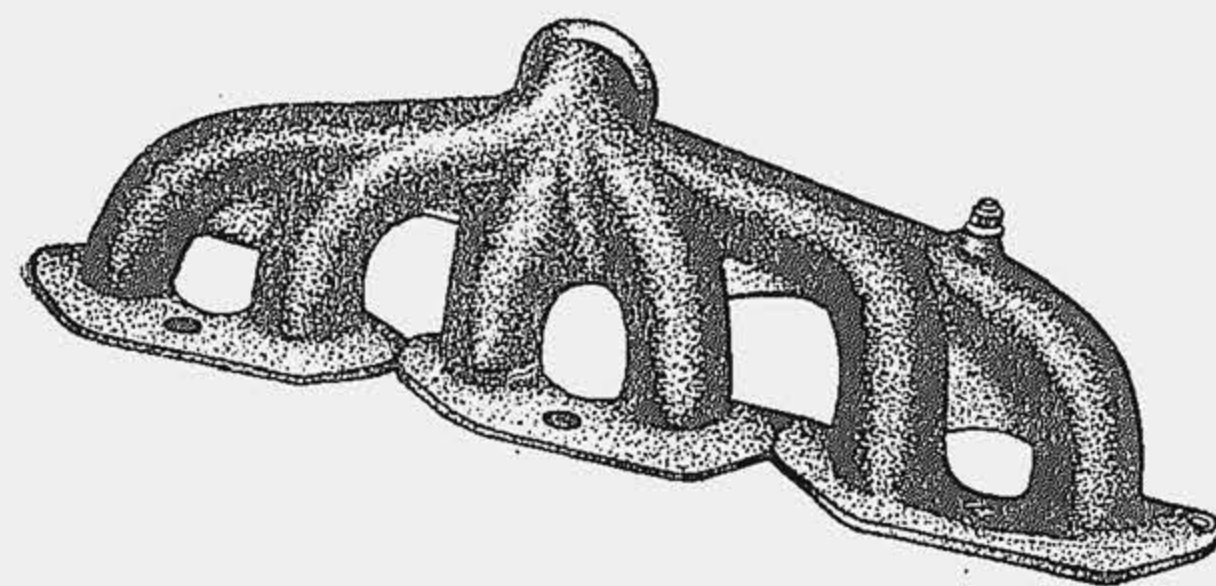


Fig. 16.42. Colector de evacuare.

Colectorul de admisiune se confecționează prin turnare din fontă cenușie Fc20 sau din aliaj de aluminiu ATSi5Cu3 (STAS 201-71), precum și prin sudare din țevi și tablă. Colectorul de evacuare se confecționează din fontă cenușie Fc15, Fc25 (STAS 568-75), sau fontă aliată Fc28CrCu.

### 16.3 AMORTIZOARE DE ZGOMOT

Zgomotele provocate de evacuarea gazelor și uneori de admisiunea fluidului proaspăt trebuie amortizate, deoarece au o acțiune dăunătoare asupra organismului (v. par. 26.6).

Zgomotele care apar în timpul desfășurării proceselor de schimbare a gazelor sunt determinate de oscilațiile de presiune din curentul de gaze. Zgomotele provocate de evacuarea gazelor (curba 1, fig. 16.43) sunt mai intense decât cele provocate de admisiunea fluidului proaspăt (curba 2) deoarece căderea de presiune între cilindru și mediu este mai mare, temperatura gazelor de ardere este mai ridicată iar viteza de curgere a curentului de gaze evacuate atinge nivele mai înalte; la motorul în doi timpi (curba 3), zgomotul este mai mare.

**Mijloace de reducere a zgomotelor.** Micșorarea intensității zgomotelor provocate de evacuarea gazelor de ardere și de admisiunea fluidului proaspăt se obține prin amortizarea oscilațiilor de presiune din coloana de gaz. Acest deziderat se realizează pe mai multe căi, și anume: 1) prin introducerea unor rezistențe gazodinamice în calea curentului, în vederea destinderii succesive a gazelor; 2) prin reflectarea energiei sonore în rezonatori; 3) prin absorbția energiei sonore în materiale poroase. Aparatele prin care se obține o reducere a intensității zgomotelor se numesc amortizoare de zgomote. Efectul amortizorului de zgomot asupra nivelului de intensitate pentru o gamă de frecvențe se arată în figura 16.44.

**Amortizorul de rezistență** (fig. 16.46, a) se confecționează dintr-o carcasă cilindrică în interiorul căreia se fixează prin sudare mai multe discuri prevăzute cu orificii de secțiuni reduse, pentru laminarea curentului; ele sunt așezate astfel încât curentul de gaze să nu se deplaseze pe o traiectorie liniară. Laminarea curentului prin orificiile înguste nivelează diferențele de presiune, dar creează în schimb o rezistență gazodinamică ridicată, care reduce sensibil performanțele motorului.

**Amortizorul de rezonanță** se bazează pe principiul reflectării repetate a undelor acustice între pereții unei camere, ceea ce are ca efect disiparea energiei acustice sub formă de căldură, prin frecările interioare ale straturilor de gaz, precum și prin frecările mediului elastic cu pereții; ca urmare se atenuează amplitudinea oscilațiilor.

Cel mai simplu amortizor de rezonanță este rezonatorul Helmholtz care este alcătuit dintr-o cameră de destindere, de volum  $V$  cu pereți rigizi (fig. 16.45, a) și un tub de legătură. Vibrația aerului din tubul rezonatorului produce comprimări și rarefieri repetate ale aerului din cavitate.

Frecvența de rezonanță a rezonatorului este precizată de relația:

$$v_{rez} = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{A_g}{l_{ef} V}} = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi r^2}{(l_g + 0,62 r) V}}, \quad (16.7)$$

unde  $a$  este viteza sunetului,  $A_g$  — aria secțiunii transversale a tubului;  $l_{ef}$  — lungimea efectivă a acestuia;  $l_g, r$  —

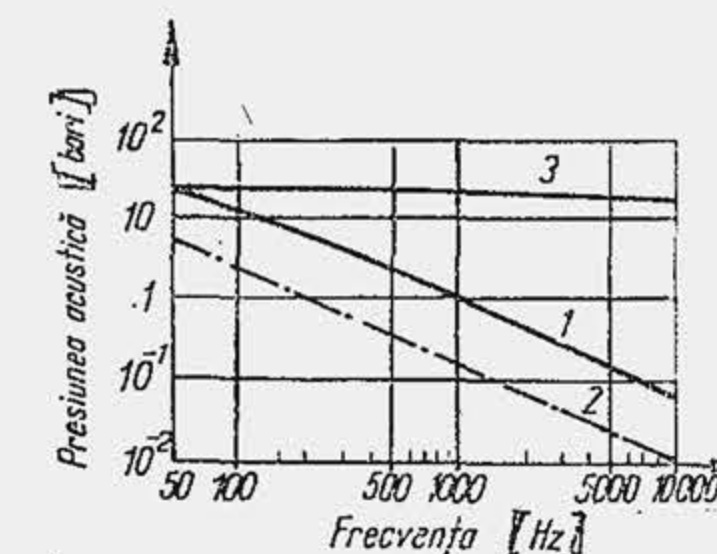


Fig. 16.43. Dependenta presiunii acustice de frecvență.

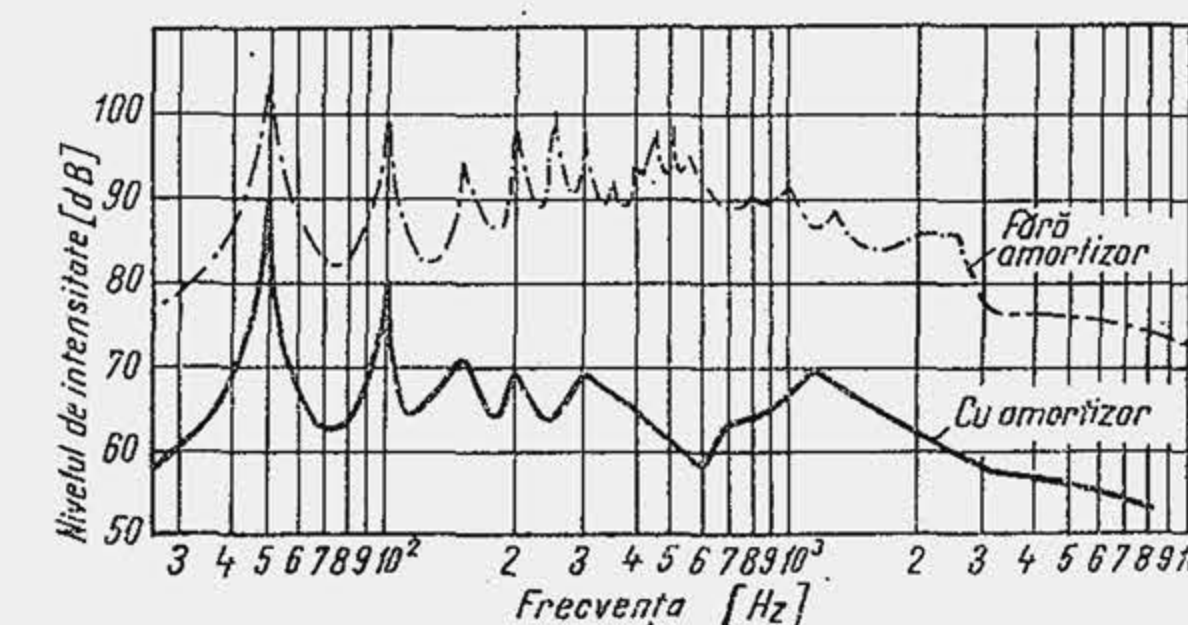


Fig. 16.44. Spectrul de frecvență la evacuarea gazelor din motorul IAMZ-236.



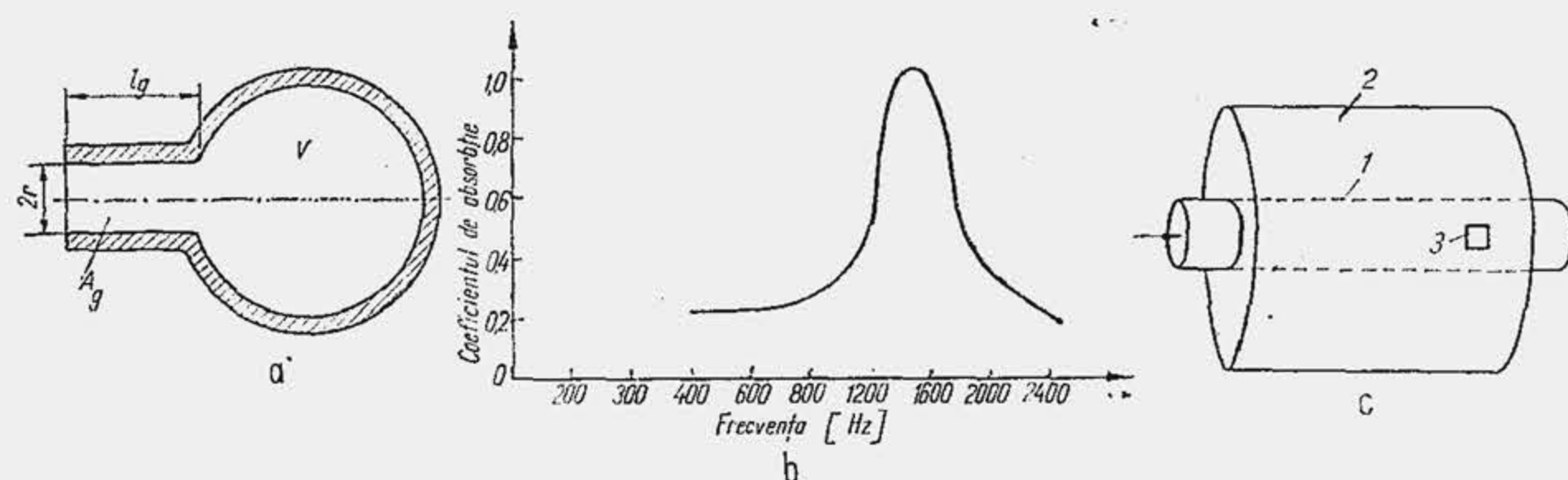


Fig. 16.45. Rezonatorul Helmholtz și coeficientul lui de absorbție (a, b); schema rezonatorului aplicat la motoarele de autovehicule (c).

lungimea geometrică și raza tubului. La frecvența de rezonanță, rezonatorul disipează energia prin frecările interne ale mediului sau prin frecările cu pereții. Absorbția energiei este maximă la rezonanță, de aceea rezonatorul Helmholtz prezintă selectivitate, coeficientul de absorbție fiind maxim într-o anumită bandă de frecvență (b). Pentru a lărgi banda de frecvențe, amortizorul de zgomot se confecționează din mai mulți rezonatori sau se căptușește la interior cu un material poros, absorbant.

Rezonatorul amortizorului de zgomot are o formă particulară (c): el este de forma unui tub 1 prin care trec gazele ardere înconjurat de o carcasă 2, care constituie camera rezonatorului. Tubul este în comunicație cu spațiul dintre carcasă și tub printr-un orificiu 3. Întrucât s-a eliminat tubul rezonatorului, frecvența de rezonanță se calculează cu o formulă corectată:

$$\nu = 52400 A_0^{0.25} / V^{0.5}, \quad (16.8)$$

unde  $A_0$  este secțiunea orificiului și  $V$ -volumul camerei rezonatorului, exprimate în  $\text{mm}^2$ , respectiv  $\text{mm}^3$ .

Amortizoarele de rezonanță ale motoarelor sînt de tipul filtrelor acustice. Acestea sînt de două feluri: filtru *trece jos* care permite trecerea sunetelor de frecvență joasă și le atenuează pe cele de frecvență înaltă și filtrul *trece sus*

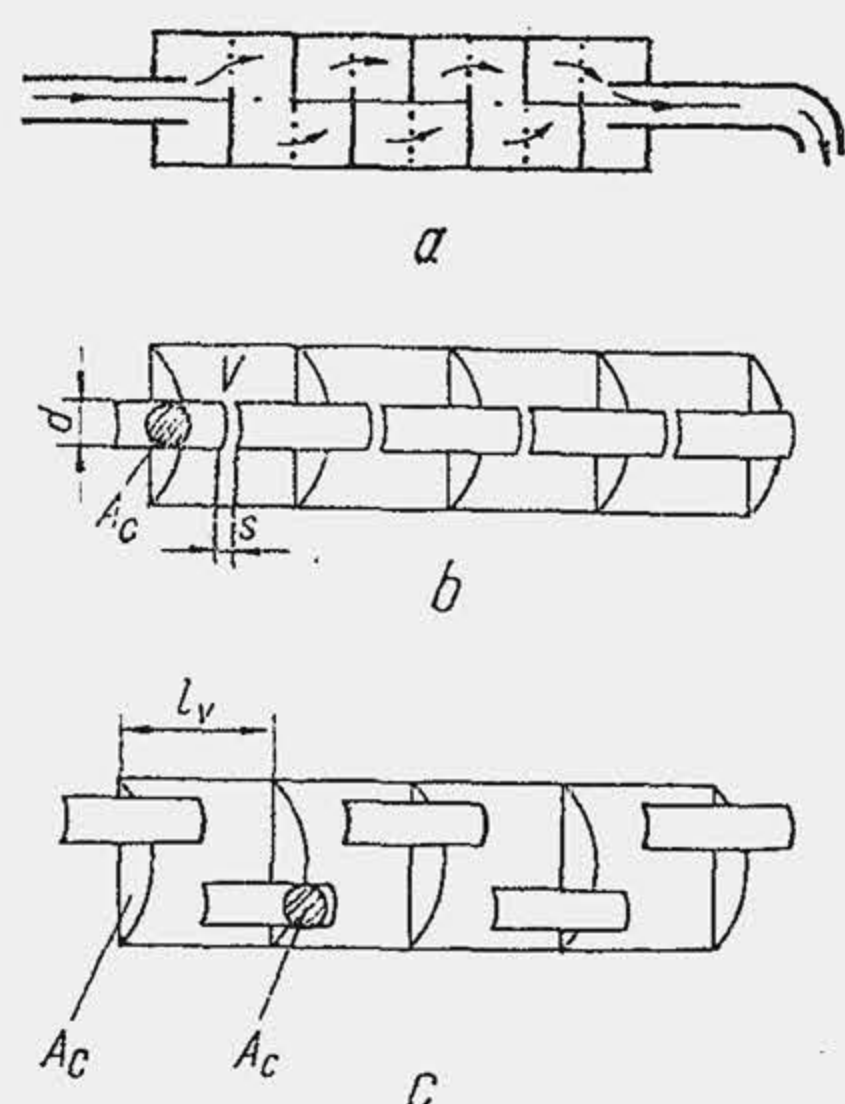


Fig. 16.46. Amortizoare de zgomot cu rezistență gazodinamică (a) și cu rezonatori (b și c).

care atenuează sunetele de frecvență joasă. Experiența arată că sunetele înalte, cuprinse între 2 000 și 10 000 Hz sînt cele mai supărătoare, de aceea amortizoarele de zgomot trebuie să atenueze în general zgomotele înalte. Amortizoarele de zgomot sînt alcătuite dintr-un număr de filtre așezate în paralel (fig. 16.46, b) sau în serie (c). Filtrele în paralel sînt de tipul *trece sus* și se utilizează cînd amplitudinea vibrațiilor este redusă. Ca urmare ele au o eficiență ridicată la mers în gol și sarcini și turații mici, cînd viteza curentului de gaze este mică iar amplitudinea oscilațiilor de viteză este redusă în comparație cu viteza sunetului. Pentru sarcini și turații mari se utilizează filtre în serie, de tipul *trece jos*, care atenuează frecvențele înalte.

**Amortizoare de absorbție.** Deplasarea undelor acustice printr-un tub se efectuează

cu disipare de energie datorită frecării gazului de pereții tubului. Fenomenul se intensifică dacă pereții interiori ai tubului se căptușesc cu un material poros. În acest caz energia acoustică este absorbită de tub fie prin frecare, fie prin celulele de aer din materialul poros și este transformată în căldură. Drept material absorbant se utilizează vata de sticlă, vata de aluminiu, azbestul. Cu cît crește grosimea stratului de material absorbant cu atît crește efectul de absorbție și frecvența oscilațiilor amortizate.

**Amortizoare de zgomot în admisiune.** O caracteristică principală a amortizorului trebuie să fie rezistența gazodinamică mică, pentru a influența într-o măsură redusă gradul de umplere. Se utilizează amortizoare de rezonanță sau combinate (amortizoare de rezonanță și amortizoare de absorbție).

Adeseori amortizorul de zgomot se confecționează la un loc cu filtrul de aer (fig. 16.47, a). La partea superioară a carcasei 1 se găsește elementul de filtrare 2, prevăzut cu orificiile 3 prin care trece aerul; prin conducta centrală 4 aerul se îndreaptă spre carburator. Conducta 4 este în comunicație prin orificiul 5 cu camera de rezonanță 6, izolată de elementul de filtrare și de mediul ambiant. Conducta centrală se dimensionează astfel încît viteza maximă a aerului să fie aproximativ 50 m/s. Volumul camerei de amortizare și secțiunea orificiului se determină pe baza relației (16.8). Frecvența sunetului fundamental se consideră egală cu frecvența curselor de admisiune. Pentru motoarele în patru timpi  $\nu = i \cdot n/120$ , iar frecvența armonicilor superioare este  $k \cdot i \cdot n/120$ , unde  $k = 1, 2, 3, \dots$ . Corelația dintre  $A_0$  și  $V$  se arată în (b).

Cînd sînt necesare amortizoare de frecvență înaltă (motoare supraalimentate) este convenabil să se utilizeze amortizoare de absorbție care sînt eficiente și au o rezistență gazodinamică redusă.

**Amortizoare de zgomot la evacuarea gazelor.** S-au răspîndit pe scară largă amortizoarele de rezonanță deoarece ele reprezintă o soluție de compromis: au o rezistență mai mică decît cele cu orificii de laminare și nu utilizează materiale izolante, supuse ușor degradării sub acțiunea gazelor de ardere, care conțin produse ale arderii incomplete, combustibil și ulei. Se confecționează dintr-o foaie dublă de tablă de oțel cu un conținut redus de carbon. Peretele dublu joacă în același timp rolul de amortizor pentru zgomotele care se transmit prin corpul amortizorului. Amortizoarele de rezonanță sînt de două feluri: cu sens unic și cu sensuri opuse. Amortizoarele se confecționează din mai multe camere, de dimensiuni diferite; camerele inițiale amortizează zgomotele de bază, zgomotele de joasă frecvență. Întrucît apar dificultăți la stabilirea lungimii și diametrului exterior al camerei, amortizorul se construiește de formă tronconică (fig. 16.48, a) amortizor cu sens unic; în acest fel se elimină dimensiunile diametrului exterior în trepte. Schema de principiu a unui amortizor cu sensuri opuse este arătată în (b). În (c) se arată amortizorul de zgomot cu trei camere de rezonanță, pentru un motor în patru timpi cu 4 cilindri. Orificiile din porțiunile inițială și finală a conductei interioare

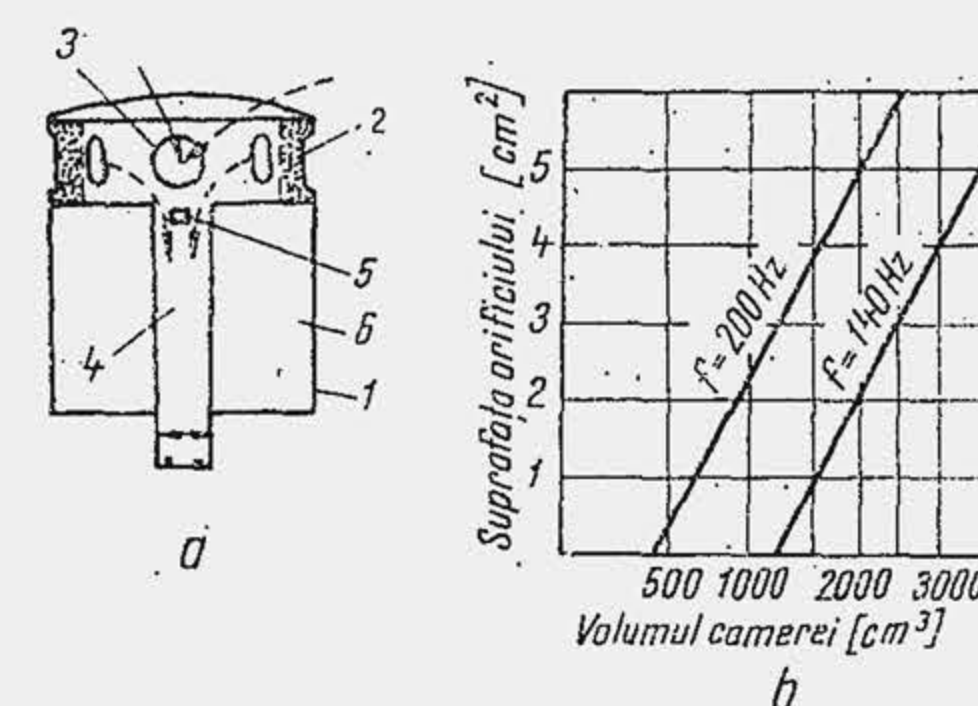


Fig. 16.47. Amortizor de rezonanță pentru admisiune și corelații constructive pentru proiectare.



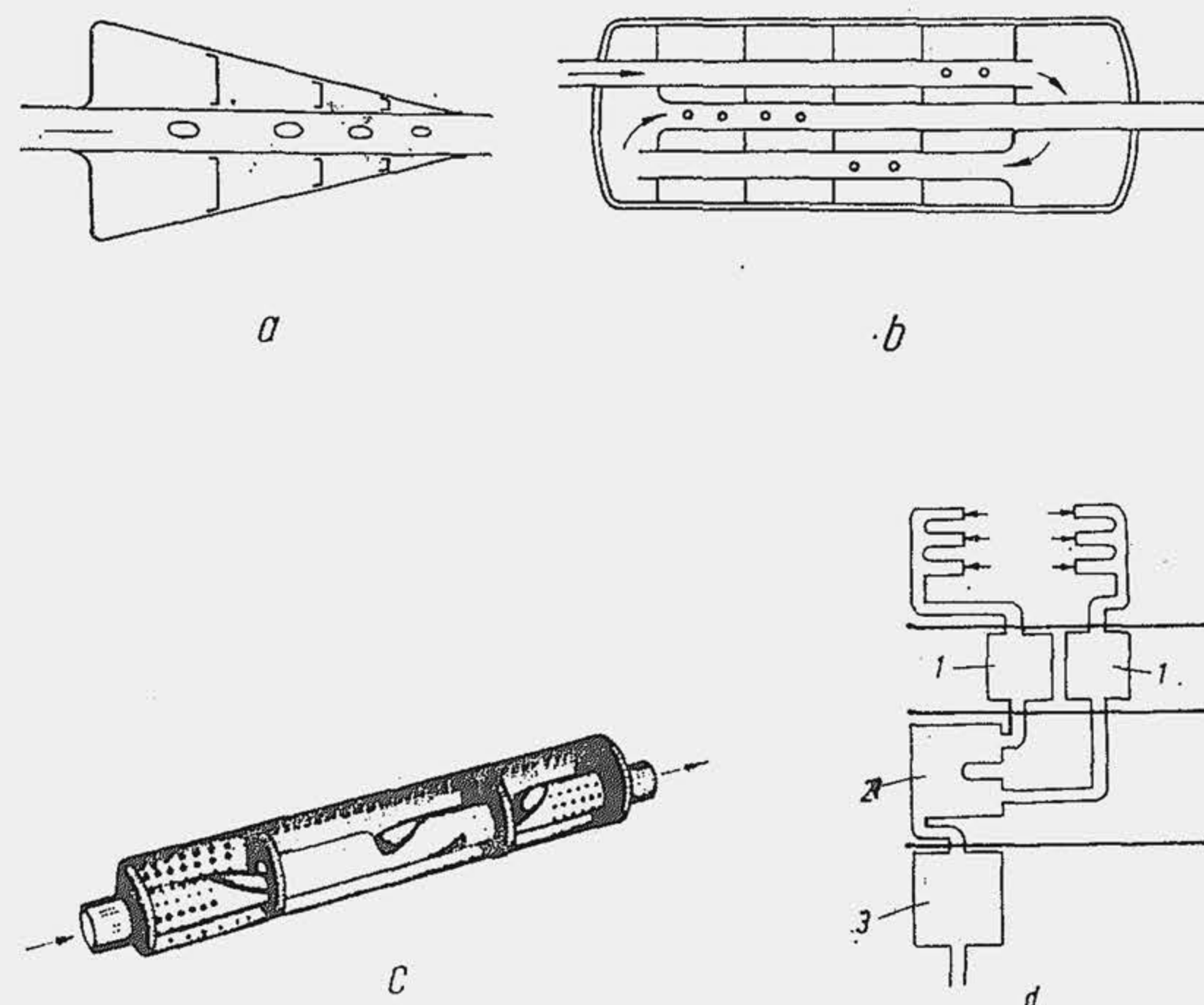


Fig. 16.48. Amortizoare de zgomot la evacuarea gazelor (a, b și c); sistem combinat de amortizoare (d).

servesc ca filtre acustice pentru vibrațiile de 2 000...8 000 Hz. Pentru un motor V6 de 2,6 l al firmei Renault se folosesc trei amortizoare distincte de rezonanță (d), primul (1) eficient pentru frecvențele înalte, ultimul (3) pentru frecvențele joase.

În unele cazuri se utilizează cu rezultate bune amortizoare cu material absorbant. În cazul amortizorului cu sens unic (fig. 16.49, a), materialul absorbant 1 se așază între conducta interioară 2, perforată, și conducta exterioră 3. La această soluție rezistența gazodinamică este minimă. Întrucât se obține o eficiență ridicată numai pentru frecvențe înalte sistemul se asociază cu o cameră de rezonanță 4. Rezultate mai bune se obțin cu amortizorul cu sensuri opuse (b) deoarece curentul de gaz vine în contact cu o suprafață mai mare de material absorbant. În secțiune, amortizorul este circular sau ușor oval și este prevăzut cu camere de destindere la extremități pentru amortizarea zgomotelor de frecvență joasă.

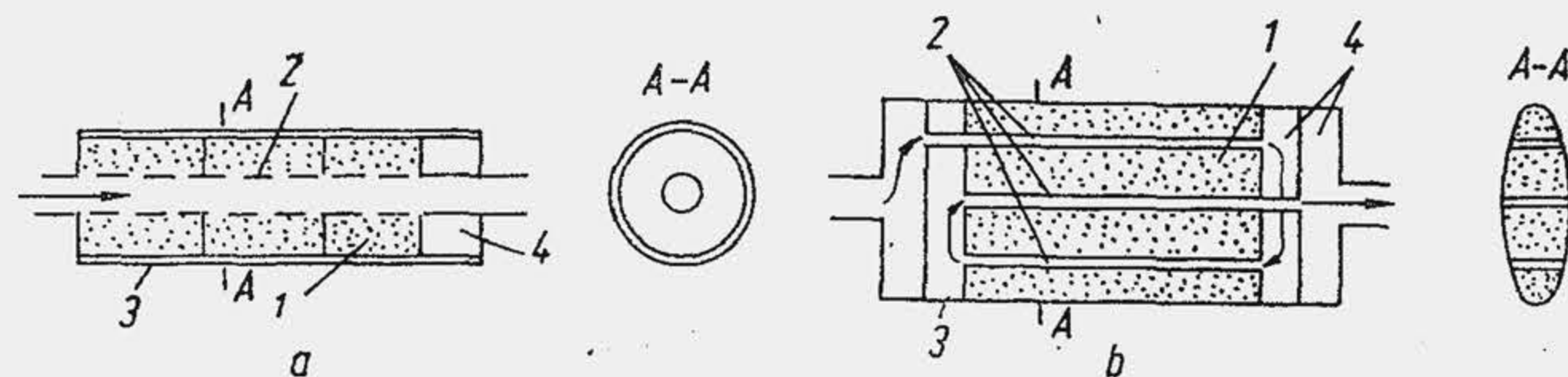


Fig. 16.49. Amortizoare mixte, de rezonanță și absorbție pentru evacuarea gazelor.

## BIBLIOGRAFIE

1. Arhangelski, V. M. ș. a. *Automobilnîe dvigateli*. Moskva, Maşinostroenie, 1977.
2. Bănărescu, M. *Motoare cu ardere internă*. Vol. II, Bucureşti, Edit. tehnică, 1959.
3. Bussien. *Automobil technisches Handbuch*. Berlin, Technischer Verlag, Herbert Cram, 1965.
4. Dumitrescu, V., Matea, A., Nicolaescu, N. *Optimizarea fazelor de distribuție la motoarele cu ardere internă*. Buletinul de comunicări științifice al Inst. Înv. Sup. Pitești, mai 1977.
5. Glue Herbert și Schönlaue Herbert. *Mess und Prüfmethode an Auslassventilen*. În: „MTZ” 9, 1965.
6. Judge, A. W. *Automobile engines*. London, Chapman & Hall Ltd, 1972.
7. Herrmann, R. ș. a. *Evolution du tracé des cames*. Ing. de l'automob. 11, 1969.
8. Korcemnii, L. V. *Mehanizm gazoraspredelenia dvigatelja*, Moskva, 1964.
9. Kordzinski, C. *Uklady Wylotowe szubkobieznuch silnikow spalnowach*. Warszawa, Wydawnictwa Komunikacji i Zaczynosc, 1964.
10. Manolescu, N. *Probleme de teoria mecanismelor și a maşinilor*. Vol. 2. Bucureşti, Edit. didactică și pedagogică, 1968.
11. Oprean, M. *Interacțiunea camă — arc de supapă*. Ref. Cat. mot. ard. int. IPB, 1977.
12. Orlin, A. S. *Dvigatelii vnutrennego sgorania*. II. Moskva, Maşghiz, 1962.
13. Paulmier, M. C. *Distribution variable pour moteur à comb. interne*. Ing. de l'Automob., 6, 1974.
14. Pelecudi, Chr., ș. a. *Comportarea mecanismelor cu came la viteze ridicate*. St. și cerc. mec. aplic. 2, 1971.
15. Saviuc, S. *Influența deschiderii simultane a supapelor asupra economiei de combustibil*. Teză de doctorat. IPB, 1979.
16. Skobtsov, E. A. ș.a. *Metodi snijenia vibratii i şuma dizelei*. Moskva-Leningrad, Maşghiz, 1962.
17. Vichnievsky, R. și Salé, B. *Le bruit de moteurs à combustion interne*. În: „Ingénieurs de l'automobile”, 1, 1959.
18. Vihert, M. M. ș. a. *Konstrukcija i rasciot avtotraktornîi dvigatelei*. Moskva, Maşinostroe-nie, 1964.
19. \*\*\* *Automobile Engineer's Reference book*. London, Georges Newnes Ltd., 1959.



## ALIMENTAREA MOTOARELOR CU COMBUSTIBIL PRIN CARBURAȚIE

Instalația de alimentare cu combustibil a unui MAS cuprinde: rezervorul de combustibil; pompa de alimentare care deplasează combustibilul de la rezervor la carburator; carburatorul care îndeplinește următoarele funcțiuni: 1) dozează combustibilul și aerul în raport cu sarcina și turația motorului; 2) asigură pulverizarea, vaporizarea, amestecarea parțială a combustibilului cu aerul; 3) asigură pornirea sigură a motorului la orice temperatură; 4) permite reglarea dozajului în concordanță cu modificarea stării tehnice a motorului și cu schimbarea anotimpului. Carburatorul se compune din o parte fundamentală numită *carburator elementar* și un număr de dispozitive care completează funcțiile carburatorului elementar.

### 17.1. CARBURATORUL ELEMENTAR

Se numește carburator elementar (fig. 17.1) aparatul constituit din o cameră de nivel constant CNC, o cameră de amestec CA și un tub de legătură numit tubul portjiclor TPJ. Tubul portjiclor conține jiclorul de combustibil J, un dop filetat cu un orificiu central calibrat care dozează combustibilul.

Camera de nivel constant constituie rezervorul de combustibil al carburatorului. În timpul funcționării, nivelul combustibilului în cameră se menține constant, prin intermediul unui plutitor P. Pe măsură ce combustibilul din cameră este consumat, plutitorul coboară iar supapa-ac SA deschide orificiul  $O_1$  de alimentare cu combustibil care ajunge în CNC, refulat de pompa de alimentare. Când nivelul crește, plutitorul se ridică iar supapa SA se așază pe sediu și întrerupe alimentarea. În acest fel, nivelul combustibilului în cameră se modifică în funcționare, dar variația lui este neînsemnată; el trebuie să rămână constant, întrucât de-

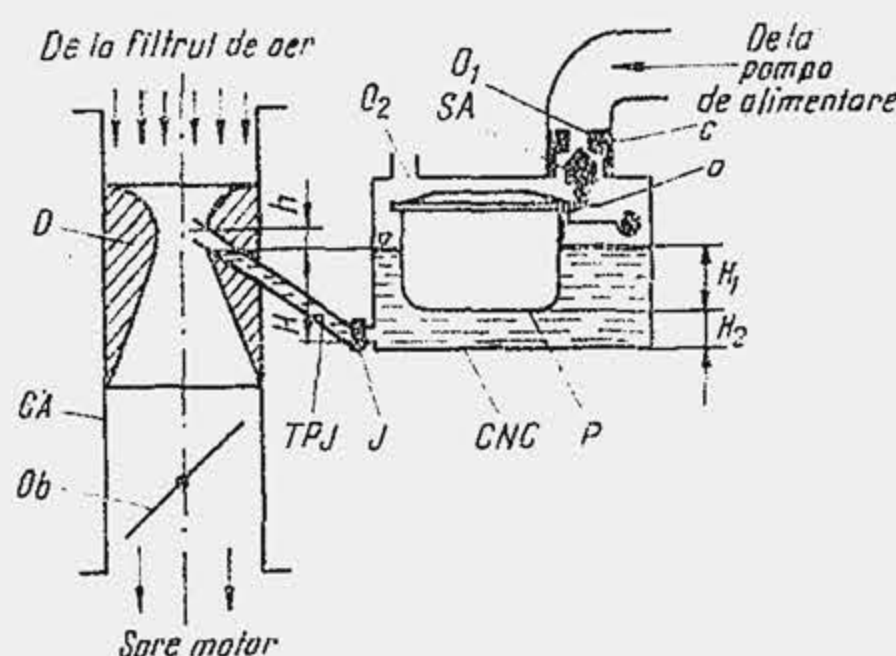


Fig. 17.1 Schema carburatorului elementar.

bitul de combustibil dozat de orificiul calibrat depinde de înălțimea  $H$  a coloanei de benzină din CNC.

Plutitorul este un vas gol la interior, perfect etanș. Cufundat în combustibil este împins de jos în sus cu o forță egală cu greutatea volumului de lichid dislocuit, care servește la apăsarea supapei SA pe sediu. Din condiția de echilibru al plutitorului, precizat de ecuațiile de forțe și momente rezultă că înălțimea  $H$  este o funcție de  $p_p$  și  $\rho_c$ , presiunea combustibilului refulat de pompă, respectiv densitatea combustibilului. Variațiile de presiune și densitate modifică nivelul  $H$  al combustibilului (fig. 17.2) ceea ce produce îmbogățirea sau sărăcirea amestecului. Nivelul  $H$  se verifică periodic și se reglează manual prin înclinarea aripioarei  $a$  (v. fig. 17.1). Camera de nivel constant comunică prin orificiul  $O_2$  cu mediul ambiant: în CNC domnește presiunea atmosferică.

**Difuzorul.** Spațiul în care se produce amestecarea (parțială) combustibilului cu aerul se numește camera de amestec, care cuprinde două organe principale: difuzorul  $D$  și clapeta de amestec sau obturatorul  $Ob$  (v. fig. 17.1). Difuzorul are rolul de a pune în mișcare coloana de combustibil și declanșează pulverizarea combustibilului. El este un ajutor convergent-divergent (fig. 17.3) care transformă energia de presiune a curentului în energie cinetică. În secțiunea minimă a difuzorului ( $d-d$ ) viteza aerului atinge valoarea maximă ( $W_a = W_d \approx 80 \dots 130$  m/s), iar presiunea statică atinge valoarea minimă  $p_a$ . Diferența dintre presiunea mediului ambiant  $p_0$  și presiunea  $p_a$  se numește *depresiunea din difuzor*, se notează cu  $\Delta p_d$  și ajunge la plină sarcină, până la  $1100 \dots 1700$  daN/m<sup>2</sup> sau mm H<sub>2</sub>O.

Viteza de curgere prin difuzor se determină pe baza ecuației lui Bernoulli. Se admit următoarele ipoteze: 1) aerul este incompresibil (la o presiune de 1 200 mm H<sub>2</sub>O ipoteza introduce o eroare de aproximativ 8%, care se corectează pe baza coeficientului de compresibilitate); 2) curgerea este continuă (în realitate este pulsatorie din cauza admisiunii periodice, dar, cu creșterea numărului de cilindri efectul pulsațiilor este atenuat); 3) vitezele de curgere se distribuie uniform pe secțiune, ipoteză justificată de regimul turbulent de curgere (numărul Re pentru aer este  $Re = W_a d_a / \nu_a$ , unde  $\nu_a$  este vîscozitatea cinematică a aerului, iar  $d_a$ —diametrul minim al difuzorului; se obține:  $Re = 80$  (m/s)  $\cdot 25 \cdot 10^{-3}$  (m) /  $0,15 \cdot 10^{-4}$  (m<sup>2</sup>/s) = 133 000  $\gg$  10 000, limita inferioară a regi-

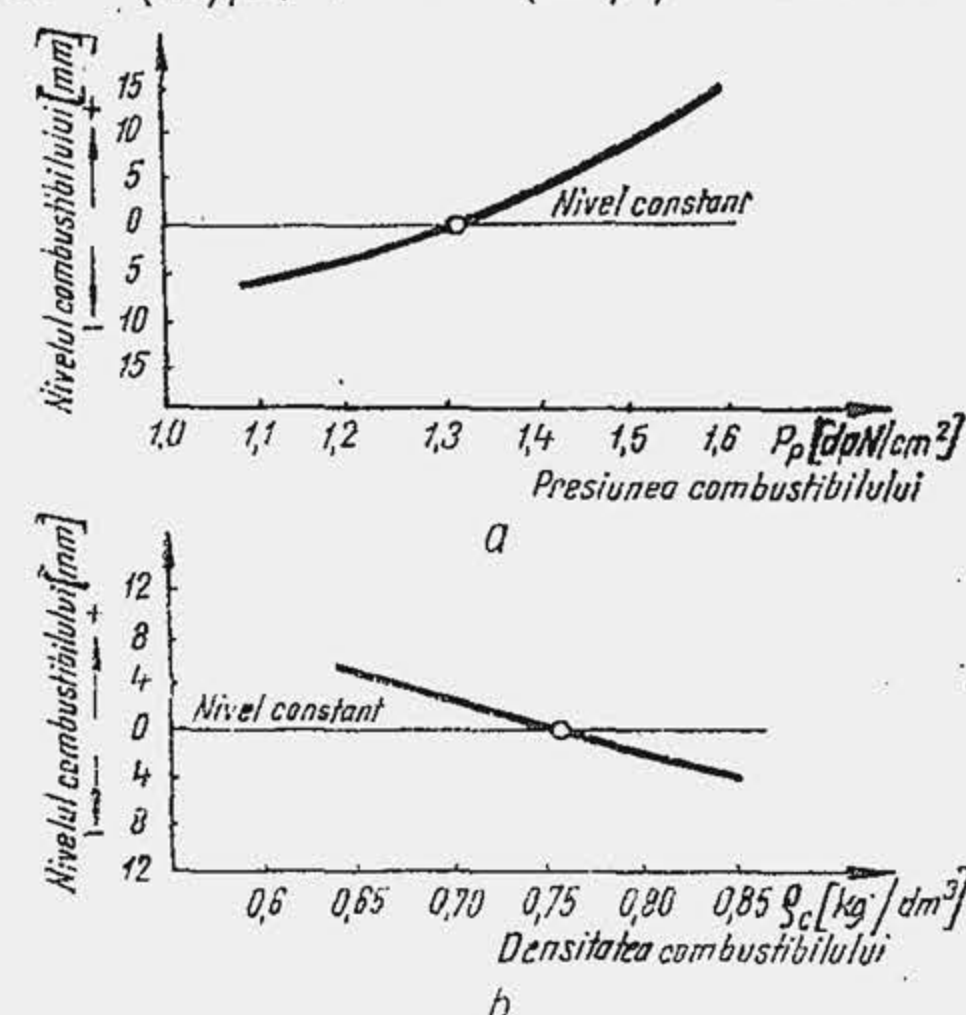


Fig. 17.2. Influența unor factori asupra nivelului combustibilului din CNC.

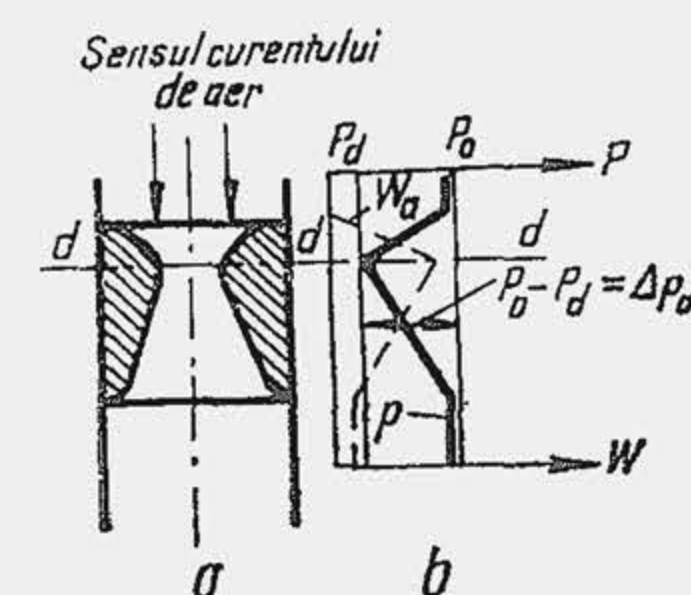


Fig. 17.3. Variația presiunii și vitezei curentului de aer prin difuzor.



mului turbulent); 4) diferențele de nivel în lungul difuzorului sînt neglijabile. Se scrie ecuația lui Bernoulli în secțiunea  $o-o$  la intrarea în difuzor ( $p=p_0$ ; în realitate  $p < p_0$  cu 3...6% din cauza filtrului de aer) și în secțiunea  $d-d$ :

$$\frac{p_0}{\rho_0} + \frac{w_0^2}{2} = \frac{p_d}{\rho_0} + \frac{w_d^2}{2} + \zeta \frac{w_d^2}{2}. \quad (17.1)$$

Se admite  $w_0 \approx 0$  și rezultă

$$w_d = \varphi_w \sqrt{\frac{2}{\rho_0} \Delta p_d}; \quad w_d = \varphi_w \sqrt{\frac{2g}{\gamma_0} \Delta p_d} \quad (17.2)$$

unde  $\varphi_w = 1/\sqrt{1+\zeta} = 0,75 \dots 0,85$  este coeficientul pierderilor de viteză; în SI:  $\rho_0$  în  $\text{kg/m}^3$ ,  $\Delta p_d$  în  $\text{N/m}^2$ , iar în ST:  $\gamma_0$  în  $\text{kgf/m}^3$ ,  $\Delta p_d$  în  $\text{kgf/m}^2$ .

Pentru  $\Delta p_d = 1200 \text{ daN/m}^2$ ,  $\rho_0 = 1,3 \text{ kg/m}^3$ ,  $\varphi_w = 0,85$  rezultă  $w_d = 115 \text{ m/s}$ . În figura 17.4 se arată căderea totală de presiune 1 în lungul difuzorului, care reprezintă suma dintre presiunea dinamică 2 ( $\rho_0 w_d^2/2$ ) și presiunea corespunzătoare pierderilor 3 ( $\zeta \rho_0 w_d^2/2$ ). În dreptul obturatorului complet deschis prin mărirea secțiunii rezultă căderea de presiune  $\Delta p_{ob} = (0,45 \dots 0,5) \Delta p_d$ , care corespunde vitezei  $w_{ca}$  din camera de amestec:  $w_{ca} = (0,67 \dots 0,7) w_d$ . Diametrul exterior al difuzorului este egal cu diametrul camerei de amestec  $d_{ca}$ ; valoarea lui, în mm, se indică de firma constructoare înaintea inițialelor care denumesc tipul carburatorului (de ex. carburator Solex 32 DITA, are  $d_{ca} = 32 \text{ mm}$ ).

Debitul de aer prin difuzor  $\dot{m}_a$  se determină pe baza legii continuității:

$$\dot{m}_a^* = \varepsilon_a A_a w_d \cdot \rho_0 \cdot 3600 \text{ [kg/h]}, \quad (17.3)$$

unde  $\varepsilon_a$  este coeficientul de contracție a curentului de aer, iar  $A_a = \pi d_a^2/4$  — aria secțiunii minime a difuzorului. Substituind pe  $w_d$  din relația (17.2) rezultă

$$\dot{m}_a^* = \mu_a A_a \sqrt{2 \rho_0 \Delta p_d} \cdot 3600 \text{ [kg/h]}, \quad (17.4)$$

unde  $A_a$  este în  $\text{m}^2$ ,  $\rho$  în  $\text{kg/m}^3$ ,  $\Delta p_d$  în  $\text{N/m}^2$ . În sistemul tehnic

$$\dot{G}_a^* = \mu_a A_a \sqrt{2 g \gamma_0 \Delta p_d} \cdot 3600 \text{ [kgf/h]} \quad (17.4')$$

Produsul  $\varepsilon_a \cdot \varphi_w = \mu_a$  se numește coeficientul de debit al difuzorului. Dacă se ține seama de compresibilitatea aerului, rezultă debitul corectat

$$\dot{m}_a = \varphi_c \mu_a A_a \sqrt{2 \rho_0 \Delta p_d} \cdot 3600, \text{ [kg/h]} \quad (17.5)$$

care se scrie sub forma  $\dot{m}_a = \varphi_c \mu_a \dot{m}_a^0$ , unde  $\dot{m}_a^0$  este debitul teoretic

$$\dot{m}_a^0 = A_a \sqrt{2 \rho_0 \Delta p_d} \cdot 3600 \text{ [kg/h]} \quad (17.6)$$

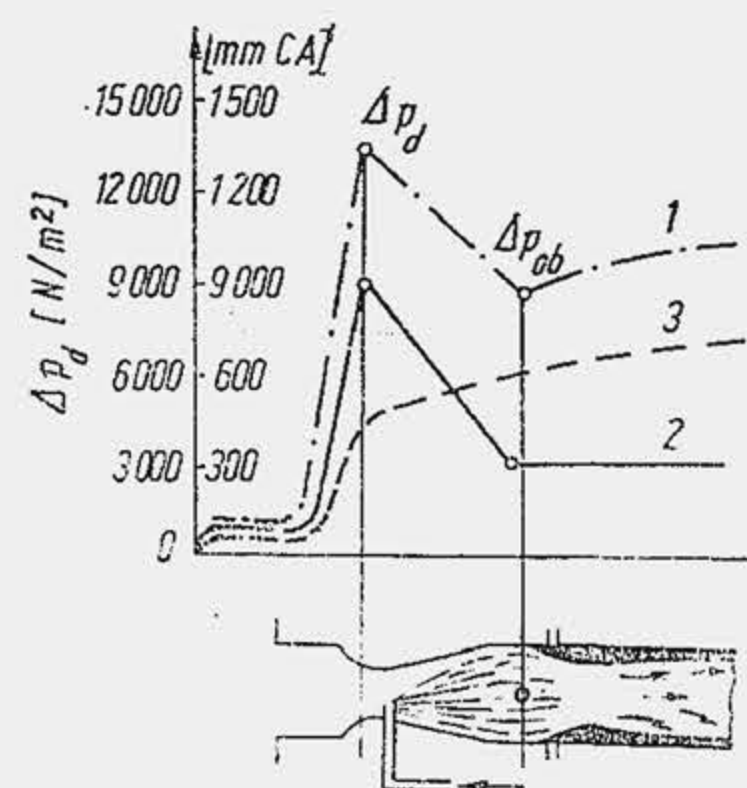


Fig. 17.4. Variația depresiei în lungul camerei de amestec.

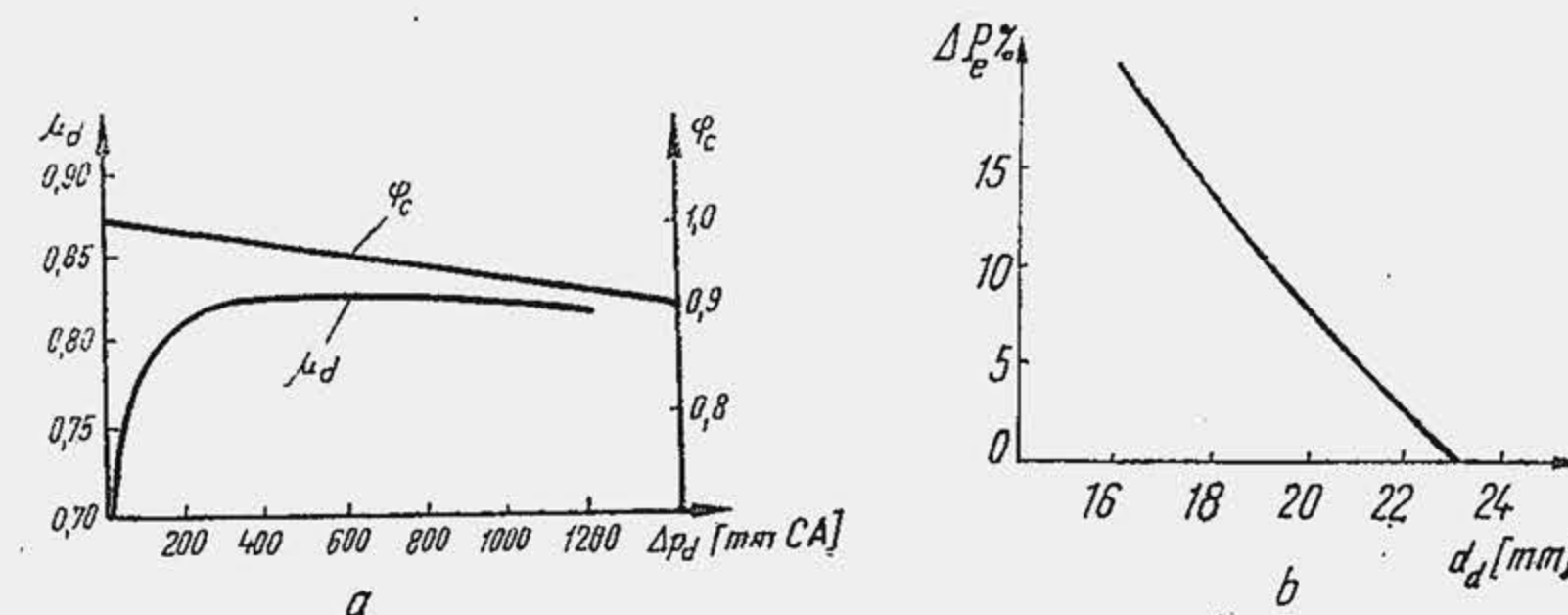


Fig. 17.5. Influența depresiei asupra coeficienților de debit și compresibilitate (a); pierderea de putere la reducerea diametrului difuzorului.

Se observă că (fig. 17.5, a), în regimurile de lucru ( $\Delta p_d = 200 \dots 1600 \text{ mmCA}$ ), coeficientul de debit se menține practic constant sau are o ușoară scădere cu depresia. Coeficientul  $\varphi_c$  scade cu depresia, deoarece masa specifică a aerului se micșorează și debitul scade. Din relațiile (2.9), (2.15) și (2.17), rezultă consumul orar de aer. Consumul de aer al unui cilindru  $C_{a1}$  — umplerea cilindrului are loc succesiv — este proporțional cu cilindrul  $V_s$  (în  $\text{dm}^3$ ), gradul de umplere  $\eta_v$ , densitatea  $\rho_0$  și invers proporțional cu timpul  $\tau$ . Se presupune că umplerea are loc numai pe cursa de admisiune, deci  $\tau = 180/6n$  (v. rel. 1.5). Atunci,  $C_{a1} = 10^{-3} \rho_0 V_s \eta_v \cdot 3600/(180/6n)$  sau

$$C_{a1} = 0,12 \rho_0 V_s \eta_v n \text{ [kg/h]} \quad (17.7)$$

Se egalează debitele de aer  $C_{a1} = \dot{m}_a$  se ține seama că  $A_a = \pi d_a^2/4$  și că  $\rho_0 = 1,293$  (la  $0^\circ\text{C}$  și  $760 \text{ mm Hg}$ ); rezultă

$$d_a = 5,84 \sqrt{\frac{c V_s \eta_v n}{z \varphi_c \mu_a \sqrt{\Delta p_d}}} \text{ [mm]}, \quad (17.8)$$

unde  $V_s$  este în  $\text{dm}^3$ ,  $\Delta p_d$  în  $\text{N/m}^2$ ,  $n$  în  $\text{rot/min}$ . Coeficientul  $z$  este egal cu numărul camerelor de amestec; dacă  $i > 4$ , se suprapune admisiunea din doi cilindri care funcționează succesiv, ceea ce se corectează cu coeficientul  $c$  și anume:  $c=1$  pentru  $i=1, 2, 3, 4$ ;  $c=1,3$  pentru  $i=6$ . La motoarele cu opt cilindri  $c=1$ , deoarece astăzi, fiecare grup de patru cilindri se alimentează independent cu una sau două camere de amestec.

**Exemplul numeric 17.1.** Să se determine diametrul difuzorului unui motor cu  $V_s = 0,325 \text{ dm}^3$  care funcționează la  $n = 5250 \text{ rot/min}$ , astfel ca  $W_a = 90 \text{ m/s}$ . Se cunoaște:  $\eta_c = 0,78$ ;  $\varphi_c = 0,96$ ;  $\mu_a = 0,83$ ;  $\varphi_w = 0,77$ ;  $c = 1$ ;  $z = 1$ .

**R.** Din relația (17.2) rezultă  $\Delta p_d = 1,293 \cdot 90^2 / 0,77^2 \cdot 2 = 8832 \text{ N/m}^2$ . Se aplică relația (17.8):  $d_a = 5,84 (0,325 \cdot 0,78 \cdot 5250 / 0,96 \cdot 0,83 \cdot \sqrt{8832})^{0,5} = 24,62 \text{ mm}$ . Motorul turismului Dacia 1300 are difuzorul în două variante:  $d_a = 24 \text{ mm}$ ;  $d_a = 25,5 \text{ mm}$ , ceea ce corespunde la  $w_a = 94 \text{ m/s}$ , respectiv  $w_c = 83 \text{ m/s}$ , cu coeficienții aleși anterior.

Diametrul  $d_{ca}$  se determină în funcție de  $d_a$ ; se admite  $d_{ca} = 1,25 \dots 1,3 d_a$ . S-au constituit relații semiempirice pentru calculul diametrului  $d_{ca}$  și anume  $d_{ca} = a \sqrt{V_s n}$ , unde  $V_s$  este în  $\text{cm}^3$ :  $n$  în mii  $\text{rot/min}$ ;  $a = 0,7 \dots 0,75$



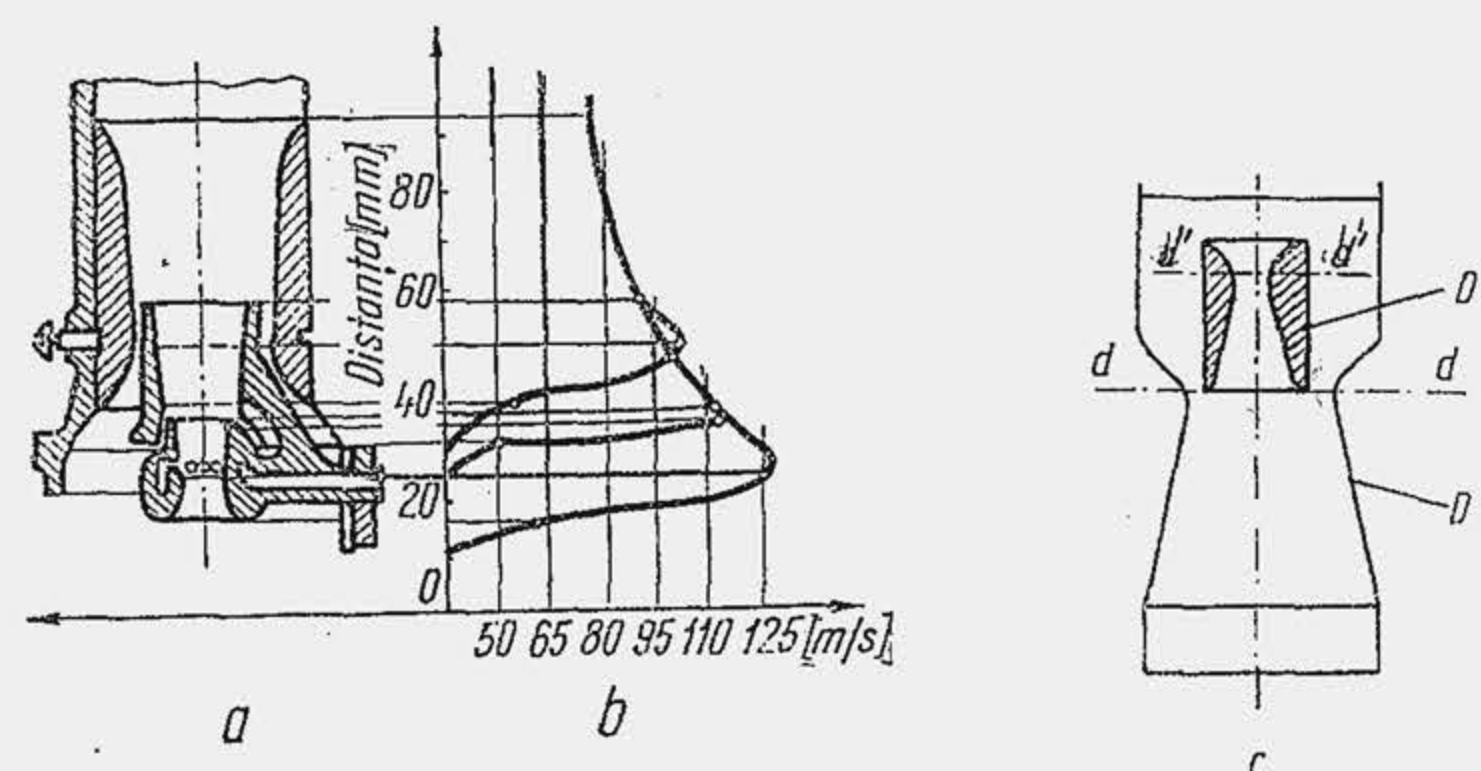


Fig. 17.6. Acțiunea difuzorului multiplu.

pentru  $i=2$ ;  $a = 0,8 \dots 0,83$  pentru  $i = 4$ ;  $a=1$  pentru  $i=6$ . Pentru difuzorul din exemplul numeric 17.1 rezultă  $d_{ca} = 1,3 \cdot 24,57 \approx 32$  mm, ceea ce corespunde carburatorului Solex 32, montat inițial pe motorul turismului DACIA 1300. Cu relația simplificată se obține  $d_{ca} = 0,80 \sqrt{325 \cdot 5,25} = 33$  mm.

Se îmbunătățește pulverizarea combustibilului dacă se mărește viteza aerului prin difuzor, prin micșorarea diametrului  $d_a$ . Un difuzor cu o secțiune mică de trecere are ca dezavantaj reducerea gradului de umplere și ca urmare o reducere  $\Delta P_e$  de putere (fig. 17.5, b). În schimb, la turația de moment maxim se asigură o viteză de curgere ridicată ceea ce asigură un moment maxim cu 10...15% mai mare. Pentru a elimina dezavantajul unei viteze  $W_a$  mărite la turația  $n_P$  și pentru a conserva avantajul la turația  $n_M$  în camera de amestec se montează un difuzor multiplu, alcătuit din două sau trei difuzoare concentrice, așezate în serie, unul în altul (fig. 17.6, a).

În secțiunea minimă a difuzorului mic se obține o viteză de curgere și o depresiune sporite (b) cu 20%, respectiv 50%. Aproximativ  $2/3 \dots 5/6$  din debitul de aer trece prin secțiunea liberă dintre difuzoare, cu viteze mici, deci cu pierderi gazodinamice reduse. Efectul difuzorului multiplu se stabilește astfel. Viteza în secțiunea  $d-d$  prin difuzorul mare  $D(c)$  este  $W_a = \varphi_w \sqrt{2 \Delta p_a / \rho_0}$ , iar prin difuzorul mic  $D'$  este  $W'_a = \varphi'_w \sqrt{2 \Delta p_a / \rho_0}$ , adică diferă numai prin  $\varphi_w$ . Din legea continuității rezultă pentru difuzorul mic  $W'_a \cdot A'_a = W_a \cdot A_a$ , adică

$$W'_a = (A_a / A'_a) \varphi'_w \sqrt{2 \Delta p_a / \rho_0}. \quad (17.9)$$

Întrucât  $A'_a < A_a$  rezultă  $W'_a > W_a$  ceea ce reprezintă acțiunea de accelerare a difuzorului mic.

O altă cale de îmbunătățire a pulverizării la sarcini și turații mici o constituie carburatorul cu camere de amestec în trepte (v. pag. 662).

Forma constructivă a difuzorului influențează pierderile de debit. Se obține un difuzor cu  $\mu_a$  mare, pe baza relațiilor din figura 17.7. Față de soluțiile mai vechi se admite un raport mai mic  $d_{ca}/d_a$  (în trecut,  $d_{ca}/d_a = 1,66$ ). Din cauza fenomenului de contracție,

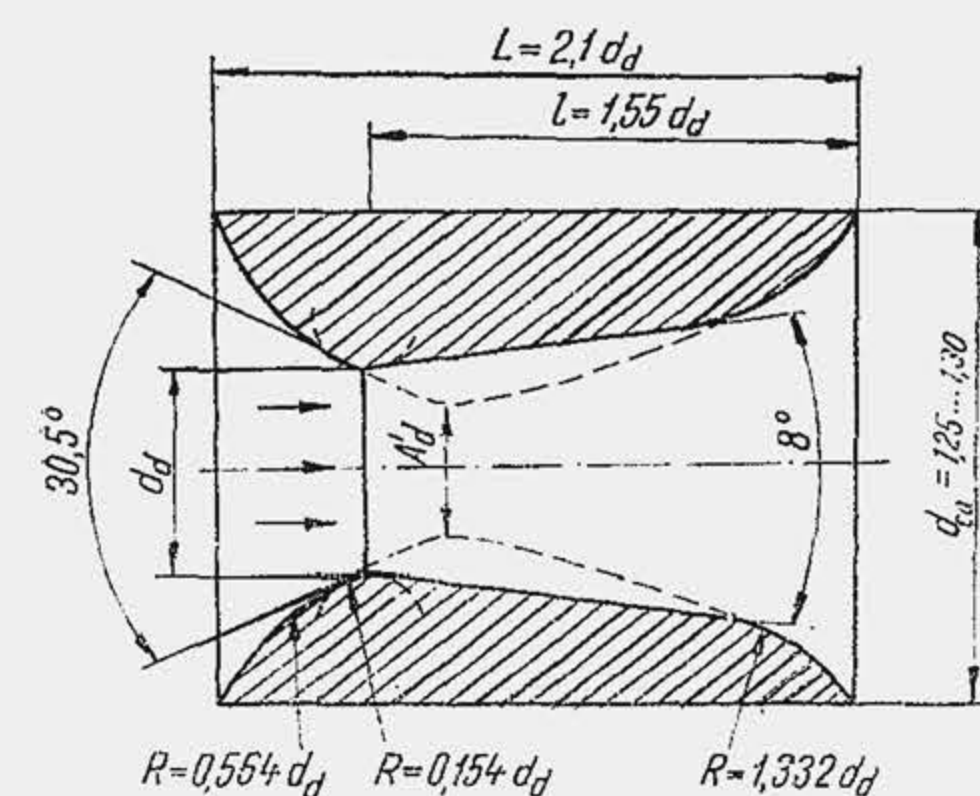


Fig. 17.7. Dimensiunile difuzorului.

depresiunea minimă se realizează în secțiunea  $A'_a$ , deplasată față de secțiunea minimă  $A_a$ . Pentru a prelungi efectul creat de secțiunea minimă, la intersecția dintre cele două conuri se plasează un cilindru cu o lungime de 2...8 mm.

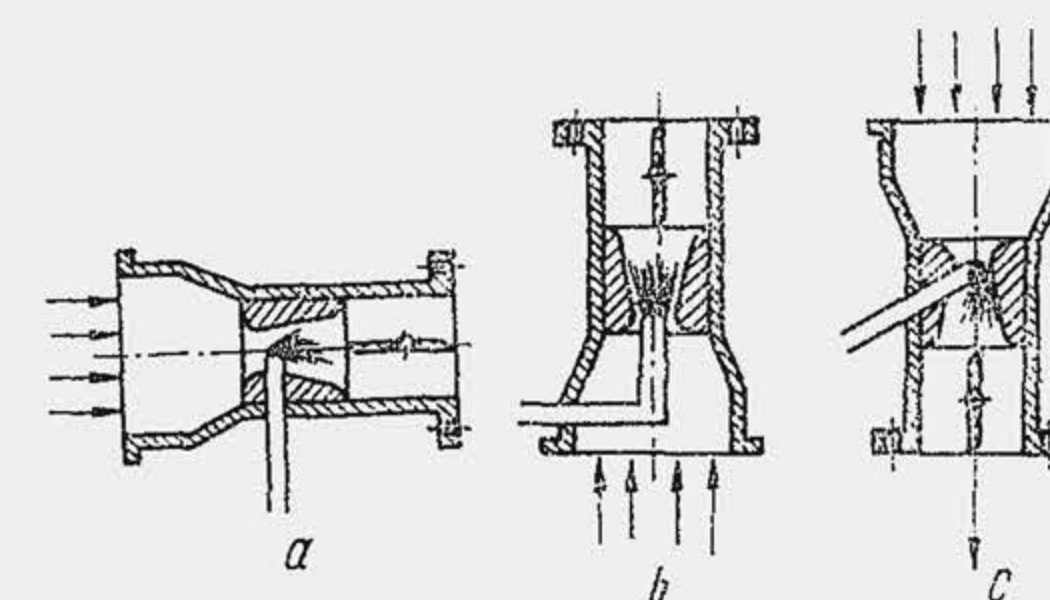


Fig. 17.8. Poziția difuzorului în carburator.

După poziția difuzorului carburatoarele se clasifică în (fig. 17.8): 1) carburatoare orizontale (a), convenabile pentru motoarele în doi timpi; 2) carburatoare verticale, pentru motoarele în patru timpi. Acestea din urmă sînt de tipul cu curent ascendent sau normale (b); cu curent descendent sau inversate (c). Carburatoarele inversate sînt convenabile la camerele de ardere cu supape în chiulasă, deoarece asigură fluidului proaspăt o traiectorie simplă, fără schimbare de direcție.

Obturatorul are curent forma unui disc sau clapete (fig. 17.9, a); se mai numește clapetă de amestec deoarece reglează cantitatea de amestec. În unele cazuri clapeta de amestec reprezintă o parte din dispozitivul de limitare a turației maxime și ia o formă specială (b).

La carburatoarele orizontale, obturatorul are adeseori forma unui pistonăș care se deplasează în lungul axei sale, normal pe axa difuzorului și are o prelucrare specială interioară (c). Dacă axa de rotație a obturatorului este normală pe conducta comună 1 se produc perturbații în curgerea combustibilului care împiedică distribuția uniformă a amestecului (d); axa de rotație trebuie să fie paralelă cu conducta 1 sau cu axa arborelui cotit.

Poziția obturatorului influențează regimul de depresiuni din camera de amestec ceea ce este esențial pentru realizarea dispozitivelor de reglaj al compoziției. La sarcini reduse, obturatorul se închide; prin difuzor trece o cantitate mică de aer, viteza scade iar depresiunea  $\Delta p_a$  este redusă. În schimb,

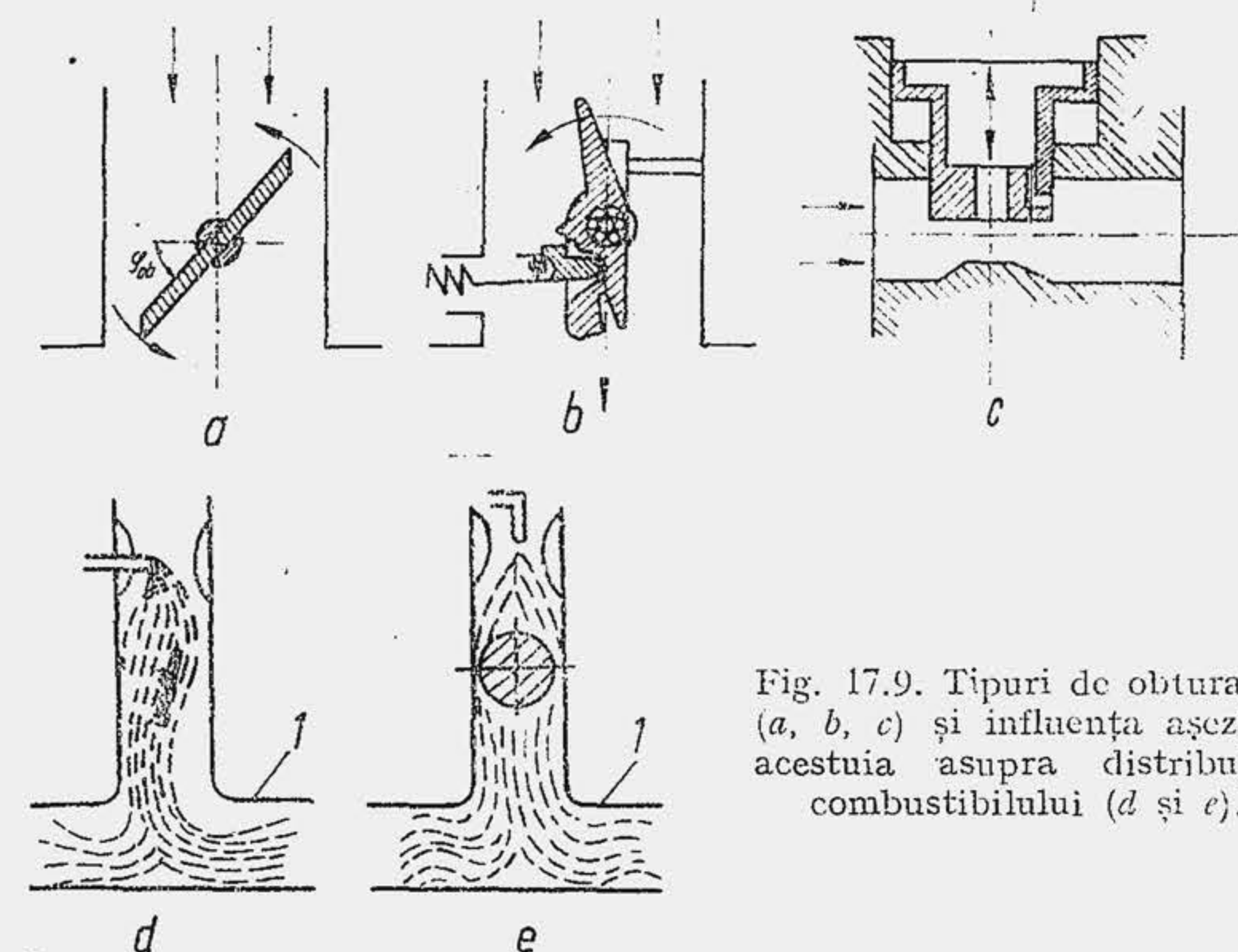


Fig. 17.9. Tipuri de obturator (a, b, c) și influența așezării acestuia asupra distribuției combustibilului (d și e).



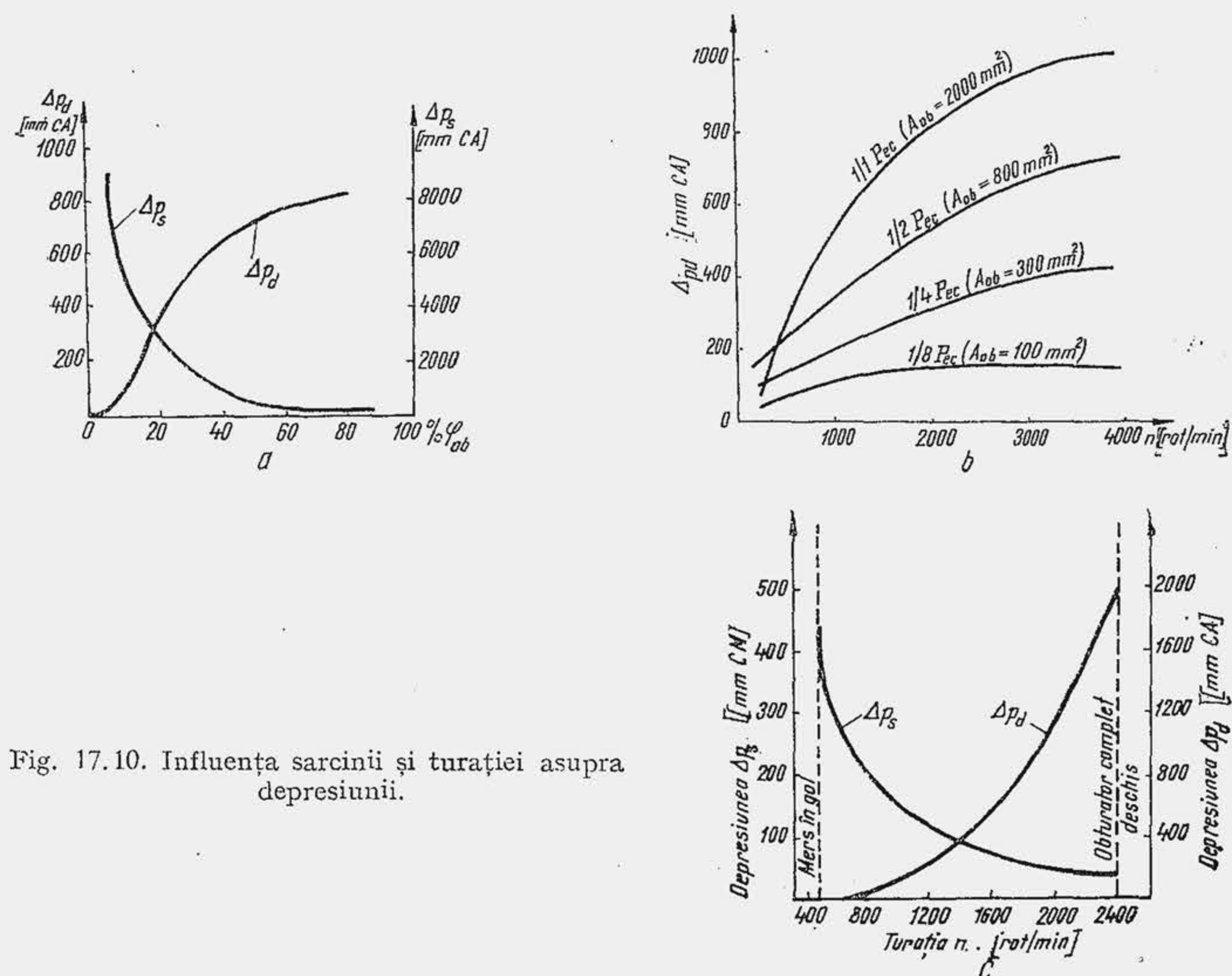


Fig. 17.10. Influența sarcinii și turației asupra depresiunii.

depresiunea în spatele obturatorului  $\Delta p_s$  ( $\Delta p_s = p_0 - p_s$ , unde  $p_s$  este presiunea statică din spatele obturatorului) este mare. La deschiderea obturatorului (crește unghiul  $\phi_{ob}$ ), cele două depresiuni variază în sens invers (fig. 17.10, a). Din relația (17.8) rezultă că  $\Delta p_d \sim \eta_v^2 n^2$ . Întrucât  $\eta_v$  scade cu  $n$ , pentru o poziție fixă a obturatorului se obțin dependențele din (b). La închiderea obturatorului  $\eta_v$  se micșorează, ceea ce reduce depresiunea în difuzor. Variația simultană a depresiunilor  $\Delta p_s$ ,  $\Delta p_d$  cu sarcina și turația se arată în (c).

**Jiclorul și pulverizatorul.** Jiclorul se montează în tubul portjiclor; adeseori se montează într-un tub independent numit pulverizator (fig. 17.11), care la rîndul lui se montează în tubul portjiclor. Marginea superioară a pulverizatorului se plasează teoretic în secțiunea minimă a pulverizatorului; în realitate, din cauza fenomenului de contracție se plasează în secțiunea  $A'_d$  (v. fig. 17.7), acolo unde viteza și depresiunea sînt maxime. În baza principiului vaselor comunicante, pulverizatorul este plin cu combustibil pînă la nivelul  $H$  din CNC (v. fig. 17.1); marginea superioară a pulverizatorului este cu înălțimea  $h = 4 \dots 8 \text{ mm}$ , deasupra nivelului  $H$  pentru a preveni curgerea combustibilului la oprirea motorului. Înălțimea  $h$  se numește *spațiu de gardă*. Jiclorul se fixează la partea inferioară a pulverizatorului și se numește *jiclor înecat*.

Jiclorul lucrează sub acțiunea depresiunii  $\Delta p_d$ , în CNC domnește presiunea  $p_0$  iar în TPJ presiunea  $p_a$  (v. fig. 17.1). În timpul funcționării, filtrul de aer, montat înaintea difuzorului se înfundă, creează rezistențe suplimentare care reduc presiunea  $p_a$ ; atunci, depresiunea  $\Delta p_d$  crește și jiclorul livrează o cantitate suplimentară de combustibil, amestecul se îmbogățește, iar randamentul scade. Pentru a preveni modificarea necontrolată a dozajului, CNC-ul

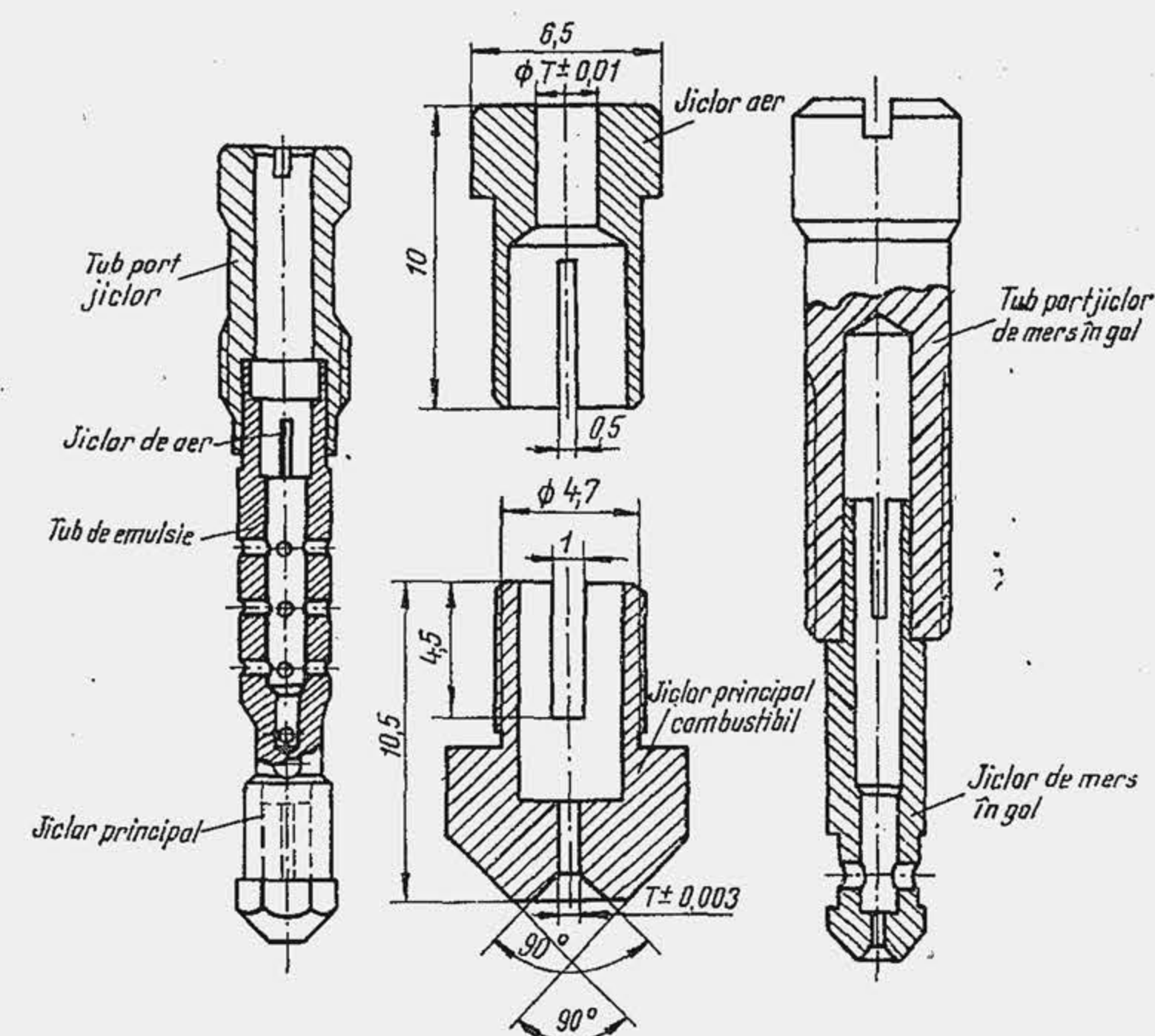


Fig. 17.11. Forme constructive de jicloare.

se pune în comunicație cu spațiul din spatele filtrului, astfel că depresiunea asupra jiclorului este independentă de calitatea filtrului. Carburatoarele la care CNC-ul este în legătură cu spațiul dintre difuzor și filtru se numesc carburatoare cu *cameră de nivel constant echilibrată*. Avantajele și dezavantajele acestui tip de CNC se analizează mai târziu (v. cap. 26).

Ansamblul CNC — pulverizator se montează paralel cu direcția de înaintare a vehiculului (fig. 17.12) cu CNC-ul în față (a). La accelerare, din cauza inerției, combustibilul exercită o presiune suplimentară asupra jiclorului, îmbogățește pentru scurt timp amestecul și mărește capacitatea de înaintare a autovehiculului; soluția opusă (b) sărăcește amestecul. Un avantaj asemănător se obține la deplasarea în rampă (c), soluția opusă fiind dezavantajoasă (d). Cu CNC-ul în față se obține sărăcirea amestecului la coborîrea în pantă, sau la decelerare.

Sub acțiunea diferenței de presiune  $p_0 - p_a = \Delta p_d$ , coloana de combustibil se pune în mișcare. Viteza combustibilului prin jiclor se determină cu ecuația lui Bernoulli, scrisă în secțiunea  $O-O$  și  $j-j$  (fig. 17.13):

$$\frac{p_0}{\rho_c} + \frac{w_0^2}{2} + gH_0 = \frac{p_j}{\rho_c} + \sigma \frac{w_j^2}{2} + gH_j, \quad (17.10)$$

unde coeficientul  $\sigma$  ține seama de distribuția neuniformă a vitezei pe secțiune (curgere laminară) și de pierderile prin frecare;  $\rho_c$  este densitatea combustibilului,  $H_0$  și  $H_j$  — înălțimile față de un nivel de referință. Deoarece secțiunea jiclorului e mică față de secțiunea CNC-ului, se consideră  $w_0 \ll w_j$  sau  $w_0 = 0$ . Viteza prin jiclor este

$$w_j = \varphi_j \sqrt{2 \frac{p_0 - p_j}{\rho_c} + 2g(H_0 - H_j)}, \quad (17.11)$$

unde  $\varphi_j = 1/\sqrt{1+\sigma}$  este coeficientul pierderilor de viteză.



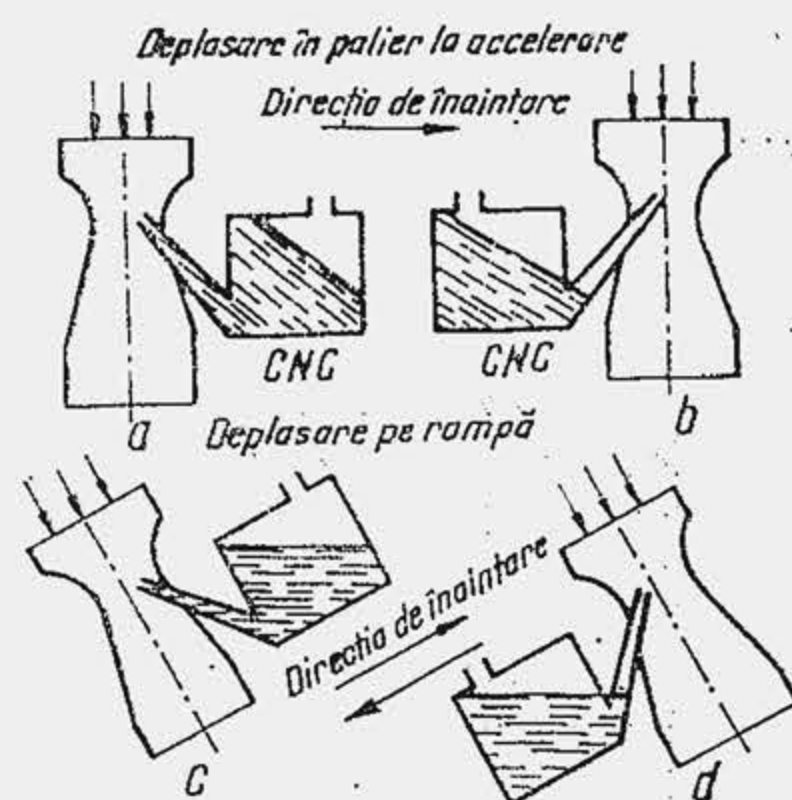


Fig. 17.12. Dependenta nivelului combustibilului din CNC de poziția CNC-ului și condițiile de înaintare a autovehiculului.

Diferența de presiune  $p_j - p_a$  trebuie să fie suficient de mare pentru a ridica coloana de combustibil de la înălțimea  $H_j$  la  $H_0 + h$ ; în plus ea trebuie să învingă tensiunea superficială care se opune curgerii benzinei, tensiune care corespunde convențional presiunii exercitate de o coloană de benzină de înălțime  $h_{ts}$ . La limită, se obține

$$p_j - p_a = (H_0 + h - H_j + h_{ts}) \rho_c \cdot g;$$

se adună și se scade  $p_0$  în membrul stîng și se obține depresiunea  $p_0 - p_j$  care se substituie în relația (17.11).

$$W_j = \varphi_i \sqrt{2 \frac{\Delta p_a}{\rho_c} - 2g\Delta h}, \quad (17.12)$$

unde  $\Delta h = h + h_{ts}$ . Termenul  $2g\Delta h \ll 2\Delta p_a/\rho_c$  ( $2\Delta h \cdot g = 2 \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 = 0,32 \text{ m}^2/\text{s}^2$  față de  $2 \cdot 10000/750 = 37 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ); dacă se neglijează  $2g\Delta h$  și se face raportul dintre vitezele teoretice ale aerului  $W_a$  și combustibilului  $W_j$ , se obține

$$W_a/W_j = \sqrt{\rho_c/\rho_j} = \sqrt{750/1,29} = 24.$$

Faptul că viteza de curgere a aerului este de 20...30 ori mai mare decât viteza combustibilului ( $W_j = 3...5 \text{ m/s}$ ) constituie cauza principală a pulverizării combustibilului. Debitul de combustibil se determină pe baza ecuației continuității

$$\dot{m}_c = \varepsilon_j A_j W_j \rho_c \cdot 3600 \text{ [kg/h]}, \quad (17.13)$$

sau, substituind pe  $W_j$  din (17.12) rezultă:

$$\dot{m}_c = \mu_j A_j \sqrt{2 \rho_c (\Delta p_a - \Delta h \rho_c g)} \cdot 3600, \text{ [kg/h]} \quad (17.14)$$

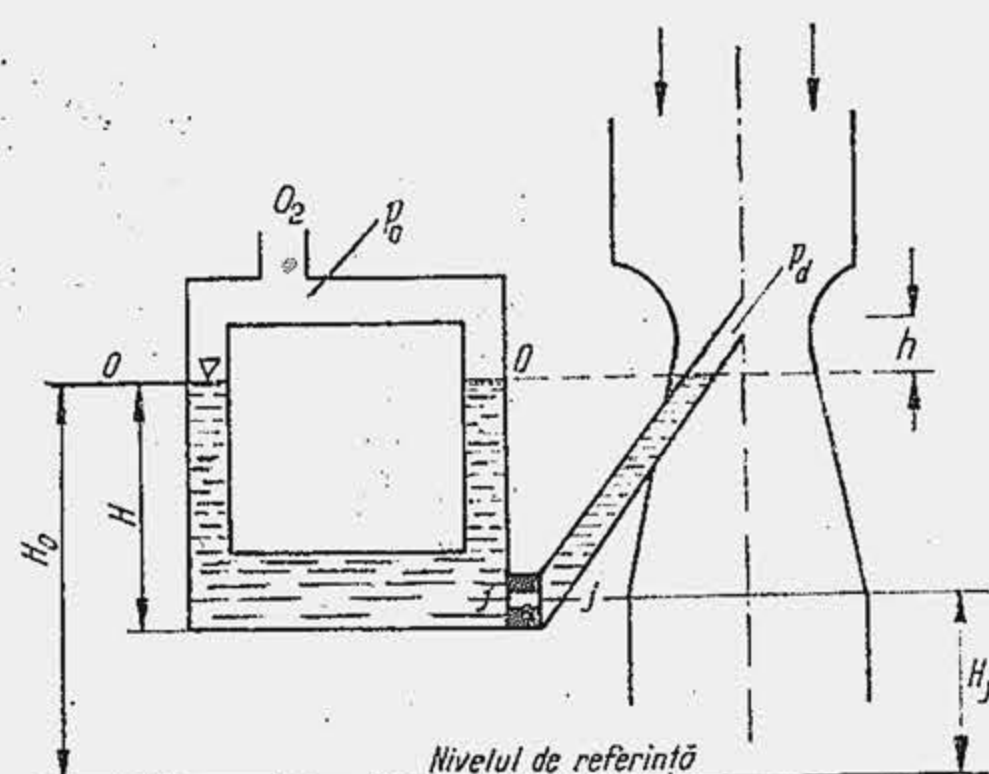


Fig. 17.13. Schema carburatorului elementar pentru aplicarea legii lui Bernoulli.

unde  $\mu_j = \varepsilon_j \varphi_j$  este coeficientul de debit al jiclorului, iar  $A_j = \pi d_j^2/4$  este secțiunea orificiului de dozare al jiclorului. Din relația (17.14) se deduce că benzina curge numai dacă  $\Delta p_a > \Delta h \rho_c g$ . În calcule se consideră  $\Delta h \rho_c g \approx 0$  iar debitul de combustibil este

$$\dot{m}_c = \mu_j A_j \sqrt{2 \rho_c \Delta p_a} \cdot 3600 \text{ [kg/h]} \quad (17.14')$$

Întrucît jiclorul se confecționează din metal moale, bare de alamă marca CuZn 40 (STAS 95-75), curățirea lui (în exploatare jiclorul se înfundă cu impurități mecanice și gume) trebuie să se facă numai prin suflare; utilizarea unor corpuri tari mărește secțiunea. Debitul unui jiclor este extrem de sensibil la variația diametrului. La mărirea diametrului unui jiclor cu 0,07 mm, de la 0,90 la 0,97 mm debitul a crescut cu 20%. Orificiul jiclorului este calibrat. Un jiclor este marcat prin o cifră care indică diametrul orificiului de dozare în sutimi de milimetru. (Jiclorul principal de la carburatorul turismului Dacia 1300 este marcat cu cifra 145, deci are diametrul de 145 sutimi de mm sau  $d_j = 1,45 \text{ mm}$ ). Debitul jiclorului se determină cu instalații speciale de măsurare. Schema unei instalații de verificare (fig. 17.14) se compune din vasul 1, tubul de control 2, tubul de curgere 3 care conține un jiclor de referință 4 al cărui debit este cunoscut. Jiclorul 5, care se verifică, se fixează la capătul tubului. Dacă nivelul combustibilului este constant în tubul 2, jiclorul 5 are același debit cu jiclorul de referință.

Coeficientul  $\mu_j$  variază cu depresiunea și anume în domeniul depresiunilor uzuale acuză o ușoară creștere (fig. 17.15, a); coeficientul  $\mu_j$  variază cu natura combustibilului și temperatura acestuia (b), din cauza modificării viscozității temperaturii. Dacă diferențele sînt importante apare o modificare sensibilă a dozajului.

Fiind cunoscut consumul de combustibil  $C_c$  și numărul de cilindri  $i$  rezultă consumul unui cilindru  $C_c/i$ , care presupune că curgerea are loc în medie pe tot ciclul. Întrucît curgerea are loc în cursa de admisiune (la motorul în patru timpi 1/4 din durata ciclului), debitul trebuie să fie de patru ori mai mare. Se egalează debitele  $4C_c/i = \dot{m}_c$  (din 17.14) și rezultă

$$d_j = 6 \sqrt{\frac{C_c/i}{\mu_j \sqrt{\Delta p_a - \Delta h \rho_c g}}} \text{ [mm]}, \quad (17.15)$$

unde s-a considerat  $\rho_c = 750 \text{ kg/m}^3$ . Se poate lua  $\Delta h = 6 + 12 \text{ mm}$  deci  $\Delta h \rho_c g = 18 \cdot 10^{-3} \cdot 750 \cdot 9,81 = 132 \text{ N/m}^2$ . O formulă orientativă este  $d_j = 0,05 d_a$ .

**Exemplul numeric 17.2.** Să se determine  $d_j$  pentru motorul din exemplul numeric 17.1. Se cunoaște  $C_c = c_e P_e = 0,235 \cdot 54 = 12,7 \text{ kg/h}$ ;  $i = 4$ . Se alege  $\mu_j = 0,75$  (din fig. 17.15, a).

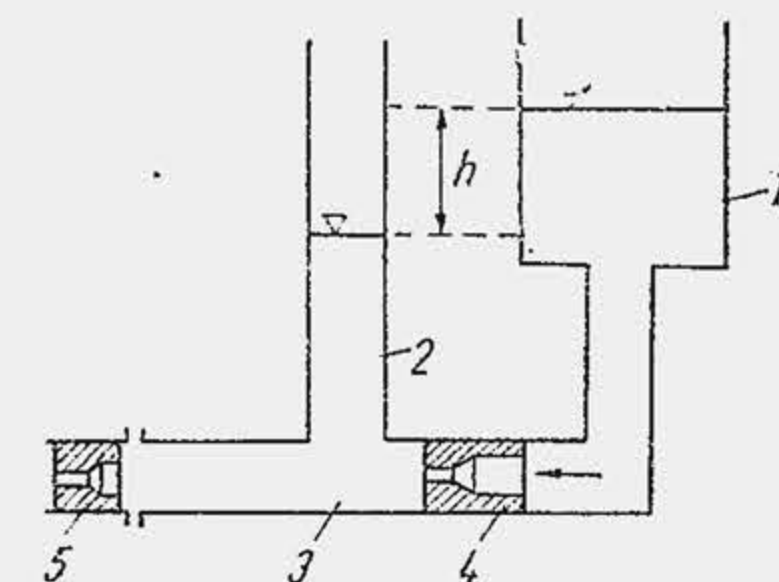


Fig. 17.14. Schema instalației pentru încercarea jiclorului.

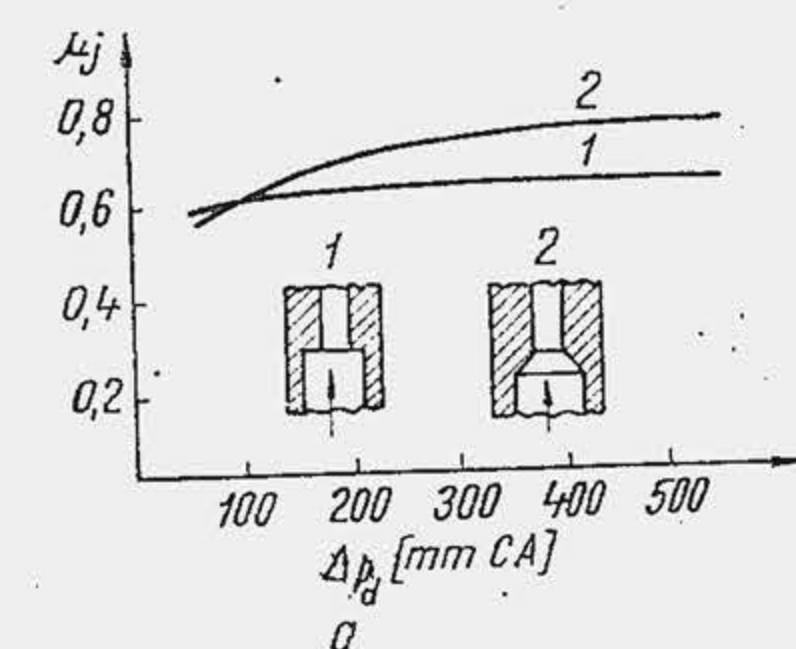


Fig. 17.15. Influența unor factori asupra coeficientului de dozaj și de debit al jiclorului.



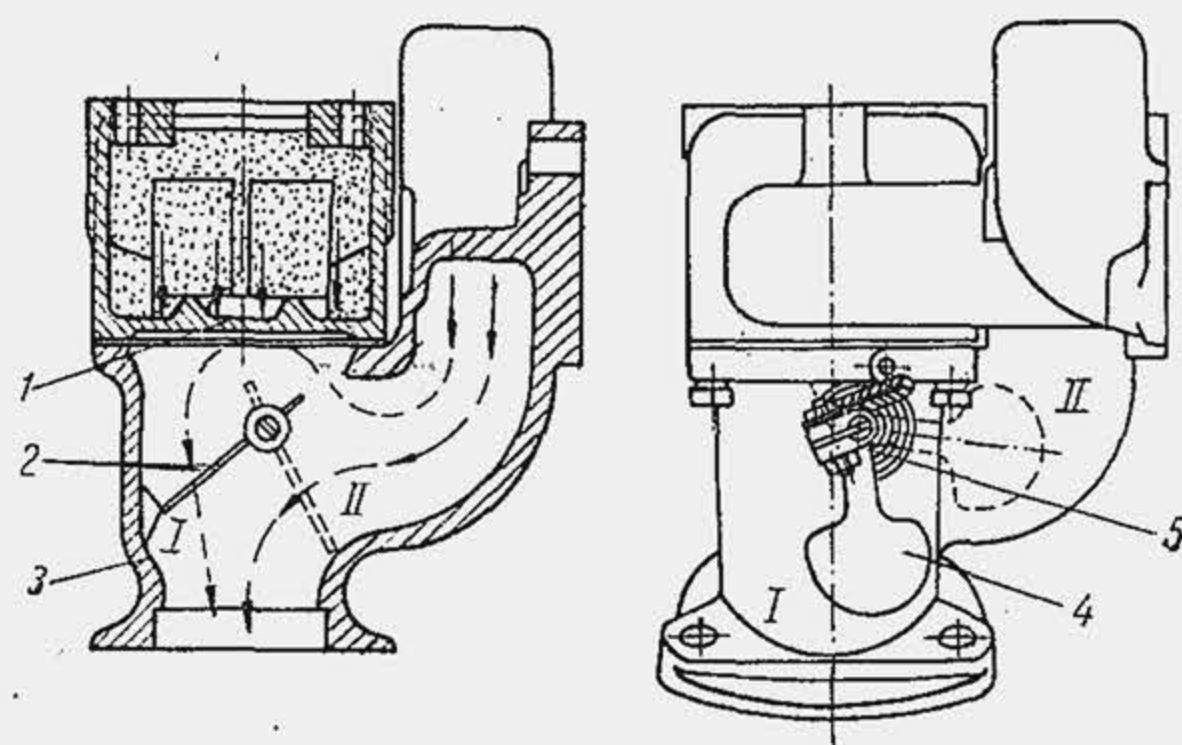


Fig. 17.16. Dispozitiv cu comandă automată pentru reglarea gradului de încălzire a galeriei de admisiune.

porizarea, fluidul proaspăt se încălzește la ieșirea din carburator, fie cu apa fierbinte din sistemul de răcire, fie cu gazele de evacuare. Încălzirea cu gazele de evacuare este larg răspândită. Se încălzește o suprafață redusă din colectorul de admisiune, „pată caldă”, pe care cad picăturile de combustibil formate în camera de amestec a carburatorului.

Suprafața 1 din colectorul de admisiune se încălzește cu gazele calde din colectorul de evacuare 3 (fig. 17.16). Prin clapeta 2 se variază cantitatea de gaze care vin în contact cu suprafața de încălzire. Clapeta 2 poate fi comandată termic, în raport cu sarcina și turația motorului (temperatura gazelor de evacuare). În acest scop, pe clapeta 2 se fixează masa 4 care menține clapeta în poziția I. Termoregulatorul 5 este alcătuit dintr-un arc spiral bimetalic. Prin încălzire arcul se desfășoară și rotește clapeta în poziția II.

„Pata caldă” de sub carburator încălzește benzina ceea ce produce un pericol de incendiu sau de întrerupere a alimentării cu combustibil din cauza dopului de vapori. Temperatura benzinei pînă la care nu se formează dopuri de vapori este dată de relația empirică

$$t[^\circ\text{C}] = 126 - 77 \lg 14,3 PV,$$

unde  $PV$  este presiunea de vapori standard, în  $\text{daN/cm}^2$ . Dacă  $PV = 500 \text{ mm Hg}$ , adică  $0,67 \text{ daN/cm}^2$  atunci  $t = 50^\circ\text{C}$ . La fixarea carburatorului se folosește adeseori o flanșă din material plastic izolant.

## 17.2. COMPORTAREA CARBURATORULUI ELEMENTAR FAȚĂ DE CERINȚELE FORMĂRII AMESTECULUI

Motorul de autovehicule funcționează în următoarele regimuri caracteristice (fig. 17.17, a): 1) regimul de pornire; 2) regimurile de mers în gol și sarcini mici; 3) regimurile sarcinilor mijlocii sau regimurile principale; 4) regimurile sarcinilor mari sau regimurile de putere; 5) regimurile tranzitorii (încălzirea, repriza, accelerarea, decelerarea, mersul în gol forțat). Fiecare dintre regimurile menționate prezintă alte cerințe pentru compoziția amestecului. În regimurile sarcinilor mijlocii și mari coeficientul de dozaj variază simultan cu sarcina și turația. Debitul de aer prin carburator variază cu depresiunea  $\Delta p_a$ , care la rîndul ei este o funcție de sarcină și turație. Apare rațional să se exprime coeficientul de dozaj în funcție de un singur parametru, depre-

R. Se aplică relația (17.15):  
 $d_j = 6 \left( (12,7/4) / 0,75 \sqrt{8832 - 132} \right)^{0,5} = 1,28 \text{ mm} = 128 \text{ sutimi de mm}$ .  
 Dacă se aplică relația orientativă:  
 $d_j = 0,05 \cdot 24 = 1,2 \text{ mm}$  sau  $d_j = 0,05 \cdot 25,5 = 1,275 \text{ mm}$ .

Relația (17.15) trebuie corectată cînd se folosește un dispozitiv de frînare pneumatică pentru corecția dozajului (v. par. 17.3.1. relația 17.29 și exemplul numeric 17.3).

**Încălzirea fluidului proaspăt.** Pentru a intensifica va-

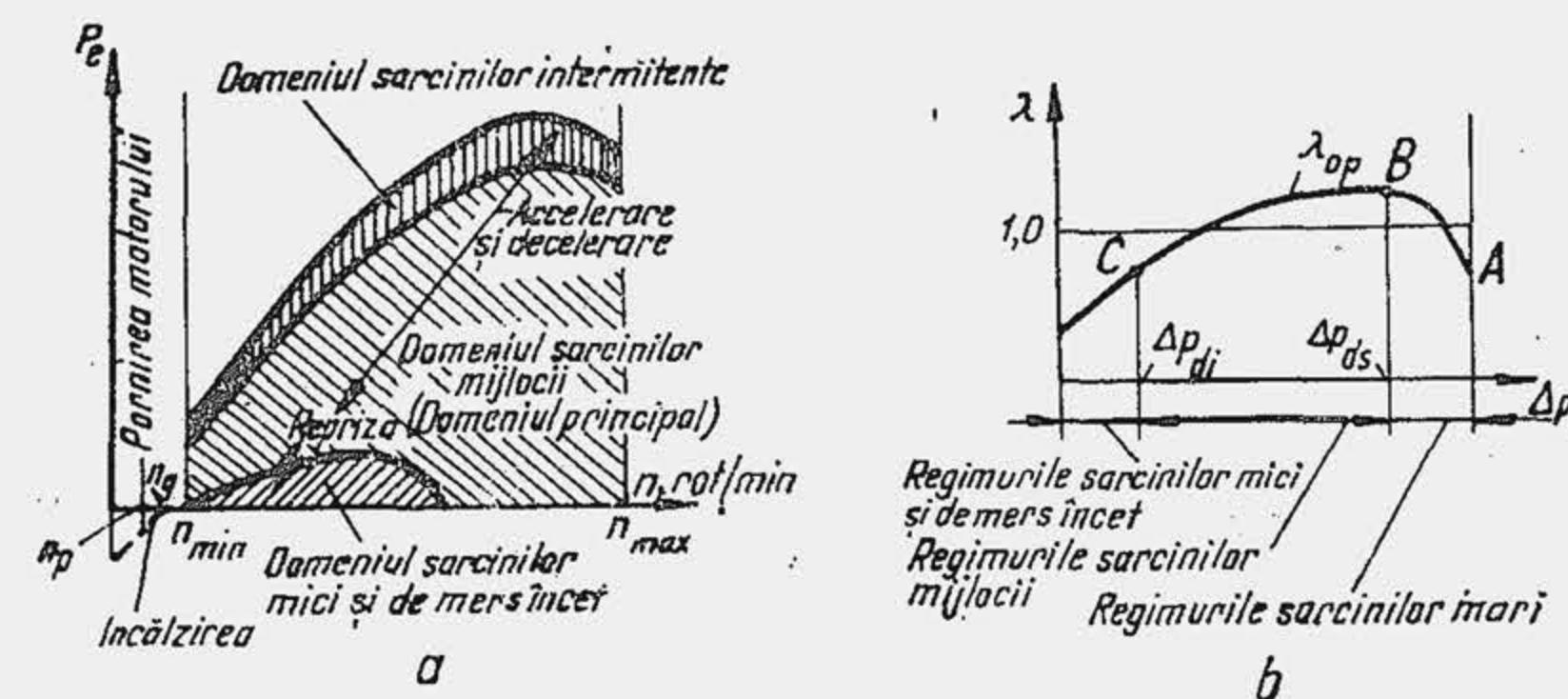


Fig. 17.17. Regimurile caracteristice ale motorului și coeficientul optim de dozaj.

siunea  $\Delta p_a$ . Experiența arată că această simplificare este, în general, posibilă, deoarece  $\Delta p_a \sim \eta_v^2 n^2$  (v. pag. 640).

Se numește *caracteristică optimă de reglare* a motorului variația coeficientului de dozaj  $\lambda_{opt}$  cu depresiunea  $\Delta p_a$ , potrivit cu cerințele motorului (fig. 17.17, b v. și fig. 5.44). Depresiunile înregistrate pe abscisă corespund aproximativ regimurilor de funcționare caracteristice din (a). Variația lui  $\lambda_{opt}$  este similară cu dependența lui  $\lambda$  de sarcină și turație (v. fig. 9.15, 18) și are aceeași explicație. Ramura  $B-A$  precizează trecerea la regimul de putere, punctul  $B$  corespunde vîrfului de putere; ramura  $B-C$  reprezintă regimurile economice la sarcinile mijlocii. Domeniul sarcinilor mijlocii este limitat prin depresiunea  $\Delta p_{di}$  la marginea inferioară a domeniului și depresiunea  $\Delta p_{ds}$  la marginea superioară a domeniului. Pe baza relației (2.3) care stabilește legătura dintre consumul de aer și consumul de combustibil rezultă coeficientul de dozaj:

$$\lambda = \frac{C_a}{L_{min} C_c} \text{ sau } \lambda = \frac{\dot{m}_a}{L_{min} \dot{m}_c} \quad (17.16)$$

Se substituie  $\dot{m}_a$  și  $\dot{m}_c$  din relațiile (17.5) respectiv (17.14), se grupează convenabil termenii și se obține coeficientul de dozaj al carburatorului elementar  $\lambda_{el}$ :

$$\lambda_{el} = \left[ \frac{1}{L_{min}} \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \cdot \frac{A_a}{A_j} \right] \cdot \left[ \varphi_c \cdot \frac{\mu_a}{\mu_j} \sqrt{\frac{\Delta p_a}{\Delta p_a - \Delta h \rho_c g}} \right] \quad (17.17)$$

Prima paranteză cuprinde termenii invariabili cu depresiunea, a doua, pe cei variabili. Urmărind variația termenilor din a doua paranteză se observă: 1)  $\varphi_c$  scade odată cu creșterea depresiunii (fig. 17.5, a); 2) raportul  $\mu_a/\mu_j$  scade odată cu creșterea depresiunii (fig. 17.18, a); 3) raportul de sub radical scade odată cu creșterea depresiunii, de la  $\infty$ , pentru  $\Delta p_a = \Delta h \rho_c g$ , pînă la valoarea unitară, pentru  $\Delta p_a = \infty$ . Se poate conchide că coeficientul de dozaj al carburatorului elementar scade odată cu mărirea depresiunii în difuzor. Se numește *caracteristică de reglare a carburatorului elementar* dependența  $\lambda_{el}(\Delta p_a)$ . Dacă se trasează în aceeași diagramă (fig. 17.18, b) cele două caracteristici,  $\lambda_{el}$  și  $\lambda_{opt}$  se constată că în domeniul depresiunilor corespunzătoare sarcinilor mici și mijlocii, cele două curbe variază în sens opus și se conchide că cerințele funcționale ale motorului nu pot fi satisfăcute de către carburatorul



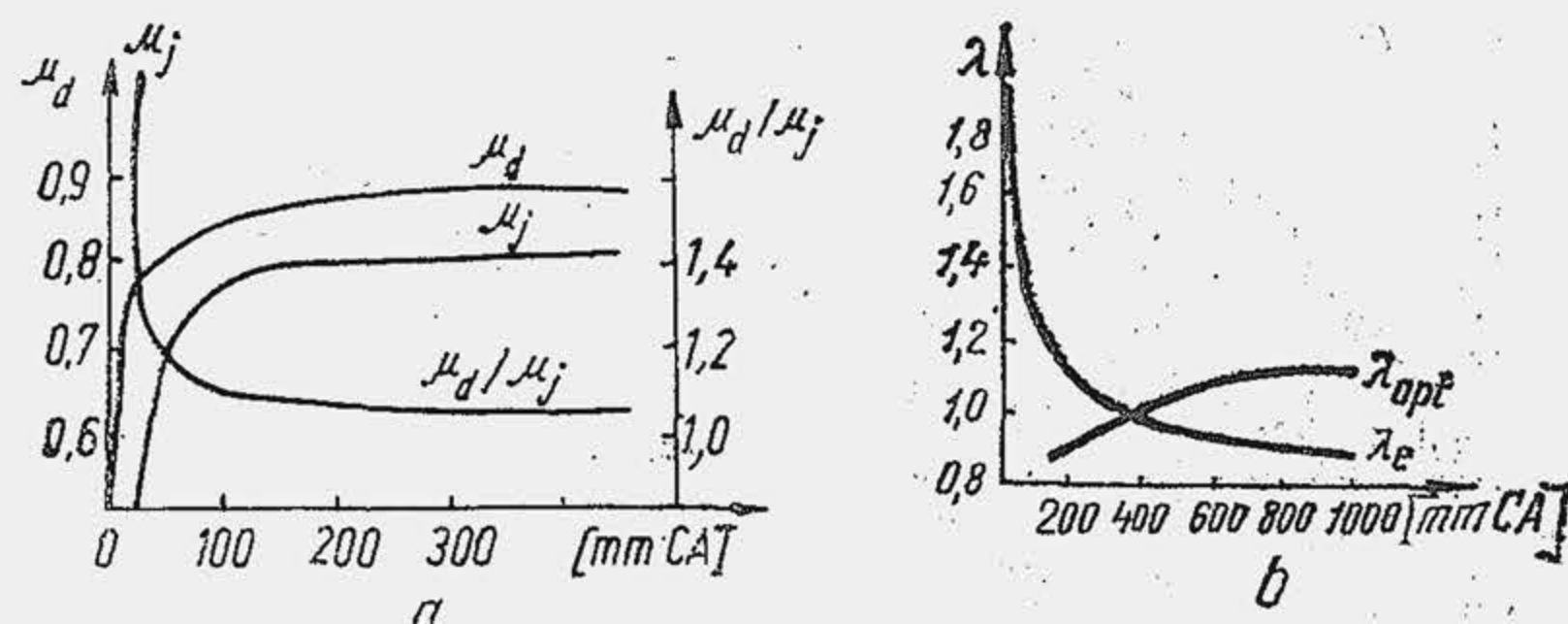


Fig. 17.18. Corelarea coeficienților de debit și a caracteristicilor de dozaj.

elementar. Dimensionînd convenabil carburatorul elementar (raportul  $A_d/A_j$  din 17.17) se poate realiza intersecția dintre  $\lambda_{el}$  și  $\lambda_{opt}$  numai pentru un regim de funcționare a motorului. Corectarea caracteristicii carburatorului elementar pentru fiecare din cele cinci regimuri de funcționare se realizează cu un număr de dispozitive de corecție, care asigură dozarea combustibilului și formarea amestecului în concordanță cu cerințele de exploatare a motorului.

### 17.3. DISPOZITIVELE CARBURATORULUI ELEMENTAR

#### 17.3.1. DISPOZITIVE PENTRU REGIMURILE SARCINILOR MIJLOCII

Cele mai frecvente regimuri de funcționare a unui motor cu aprindere prin scînteie pentru autovehicul sînt regimurile sarcinilor mijlocii, în care sarcina variază între 20 și 85%; de aceea aceste regimuri se mai numesc și *regimuri principale de funcționare*.

Nepotrivirea dintre caracteristica de reglare a carburatorului elementar și caracteristica optimă de reglare este determinată, în principal, de alura diferită a curbelor de consum de aer și combustibil. Variația debitului de aer sau combustibil cu depresiunea din difuzor se numește *caracteristica de debit a carburatorului*. Dacă se reprezintă grafic caracteristicile de debit\* ale carburatorului elementar (fig. 17.19) se remarcă o creștere mai rapidă a debitului de combustibil decît a debitului de aer, în domeniul sarcinilor mijlocii, ceea ce apare evident din analiza relațiilor (17.16) sau (17.17). Pentru corectarea caracteristicii de reglare a carburatorului elementar în regimurile sarcinilor mijlocii apar principal trei căi posibile: 1) modificarea curbei  $\dot{m}_c$  ( $\Delta p_d$ ); 2) modificarea curbei  $\dot{m}_a$  ( $\Delta p_a$ ); 3) modificarea simultană și a numărătorului și a numitorului din relația (17.16). Ținînd seama de factorii principali care intervin în relațiile de debit (17.5) și (17.14), posibilitățile de modificare a caracteristicilor de debit sînt rezumate în figura 17.20.

Procedeul de modificare a caracteristicii  $\dot{m}_c$  prin  $\Delta p_d$  este foarte răspîndit. Depresiunea  $\Delta p_d$  reprezintă diferența dintre presiunile  $p_{jam}$ ,  $p_{jav}$ , exercitate

\* Pentru a compara cu ușurință caracteristicile de debit în funcție de depresiunea  $\Delta p_d$ , în diagramă se reprezintă produsul  $\dot{m}_c L_{min}$ , adică numitorul raportului care definește coeficientul de dozaj al aerului, relația (17.16). Astfel intersecția ordonatelor precizează direct cazul  $\lambda = 1$ .

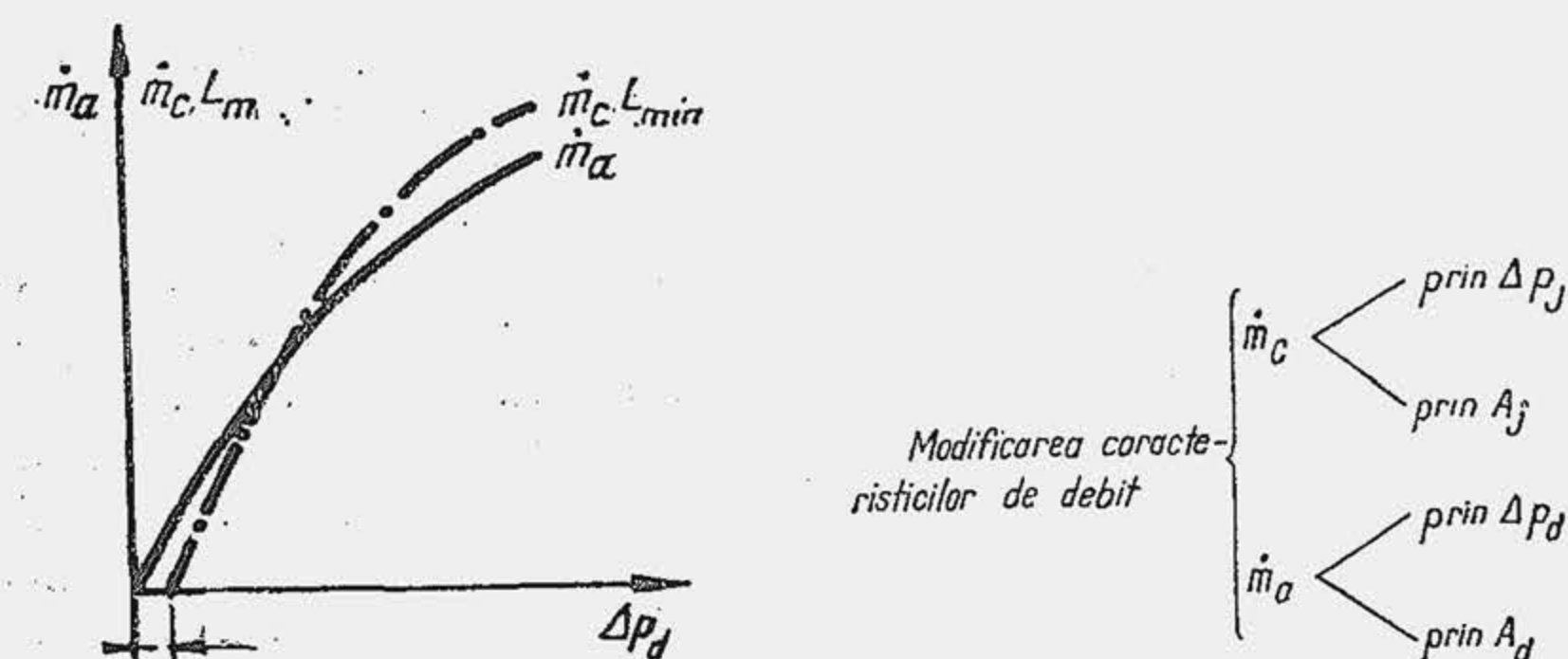


Fig. 17.19. Caracteristicile de debit ale carburatorului elementar.

Fig. 17.20. Principii de modificare a caracteristicilor de debit.

pe cele două fețe ale jiclorului: fața din amonte (dinspre CNC); față din aval (dinspre difuzor). Modificarea presiunii din amonte  $p_{jam}$  se combină cu o altă soluție (v. pag. 656). Modificarea presiunii din aval  $p_{jav}$  este un procedeu foarte răspîndit și se realizează în două feluri: 1) se dimensionează secțiunile jiclorului de combustibil și difuzorului (rel. (17.17)) astfel încît la marginea superioară a domeniului sarcinilor mijlocii (limitată de  $\Delta p_{as}$ ) să se realizeze  $\lambda = 1^*$  (fig. 17.21, a). În acest caz, la reducerea depresiunii în difuzor, deoarece  $\dot{m}_c$  scade mai repede decît  $\dot{m}_a$ , curba  $\dot{m}_c L_{min}$ , care reprezintă caracteristica necorectată 1, se situează sub curba  $\dot{m}_a$ , ceea ce înseamnă că  $\lambda$  crește. Dar  $\lambda$  trebuie să scadă, deci curba  $\dot{m}_c L_{min}$  trebuie să se situeze deasupra curbei  $\dot{m}_a$ , caracteristica corectată 2. În acest scop, la reducerea depresiunii, trebuie furnizat un debit suplimentar de combustibil, care să completeze în fiecare moment debitul furnizat de jiclorul carburatorului elementar. Întrucît caracteristica corectată se obține prin compensarea debitului de combustibil, procedeul de corectare a primit denumirea de compensare, iar dispozitivul adecvat — *dispozitiv de compensare*;

2) se dimensionează secțiunile jiclorului de combustibil și difuzorului astfel încît la marginea inferioară a domeniului sarcinilor mijlocii (limitat de  $\Delta p_{ai}$ ) coeficientul de dozaj să fie egal cu unitatea\*\*, adică  $\dot{m}_a = \dot{m}_c L_{min}$ . La creșterea depresiunii, amestecul se îmbogățește deoarece caracteristica necorectată de dozaj 1 a carburatorului elementar crește mai repede decît caracteristica debi-

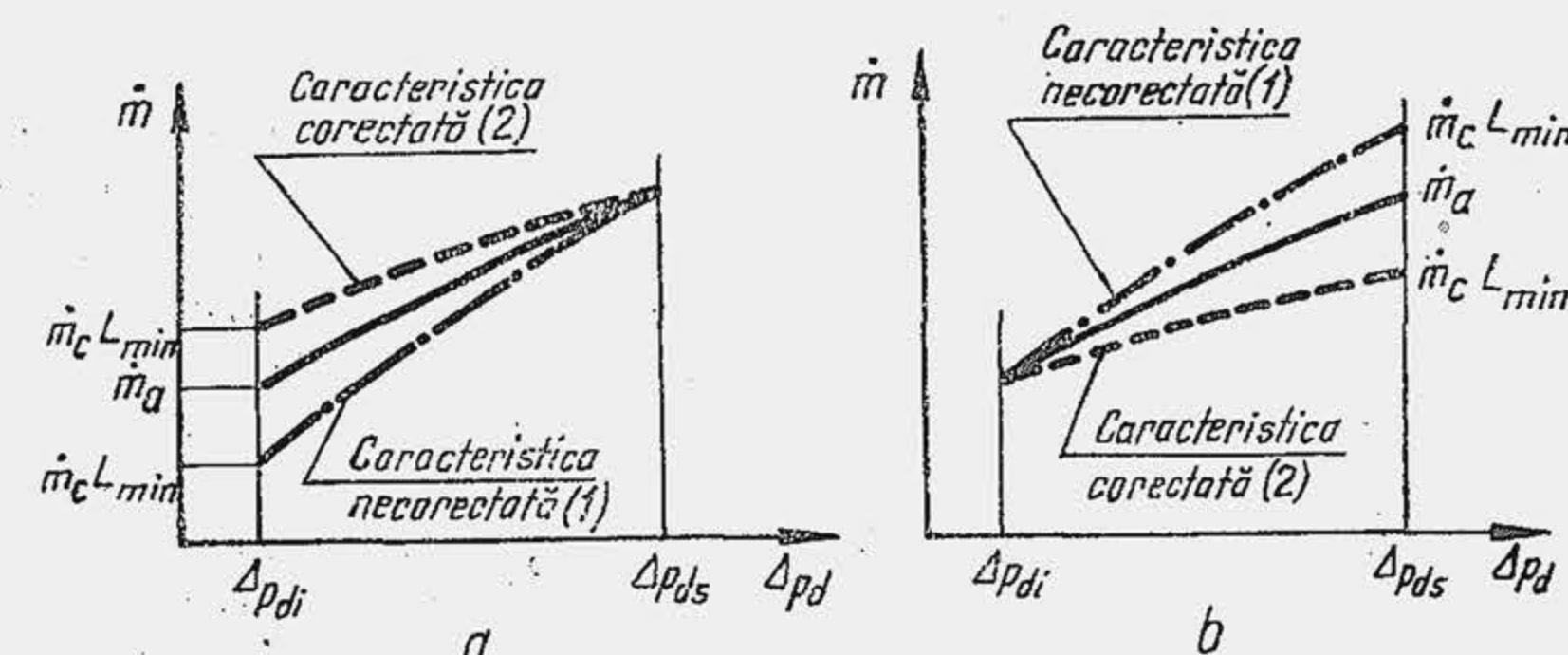


Fig. 17.21. Posibilități de corectare a caracteristicii de debit în regimurile sarcinilor mijlocii.

\* În realitate  $\lambda = \lambda_{ec} \approx 1,08 \dots 1,15$  (v. fig. 17.23)

\*\* În realitate  $\lambda \approx 0,95 \dots 0,98$  (v. fig. 17.23)



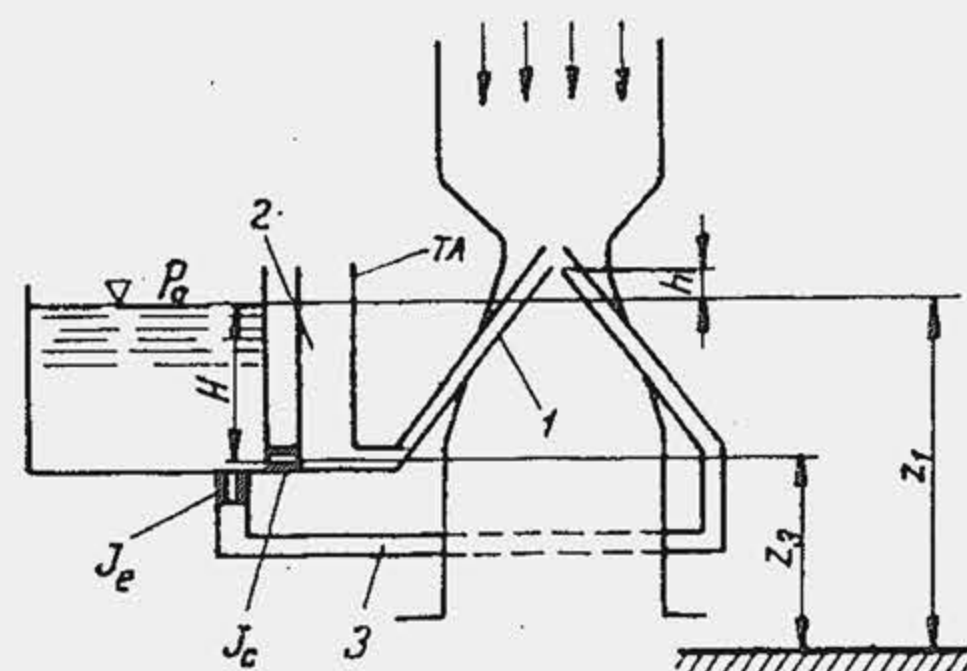


Fig. 17.22. Schema dispozitivului de compensare.

elementar; acest procedeu a primit denumirea de frînare pneumatică, iar dispozitivul corespunzător — *dispozitiv de frînare pneumatică*.

Dispozitivul de compensare este reprezentat schematic în figura 17.22. Dispozitivul este format din tubul 1 alimentat direct de CNC. Dozarea combustibilului este făcută de jiclorul compensator  $J_c$ . Tubul pulverizator compensator comunică direct cu atmosfera prin tubul 2, numit tub de aer (TA), așezat după jiclorul compensator, în imediata vecinătate a lui. În regimul sarcinilor mijlocii, tubul pulverizator compensator lucrează în paralel cu tubul 3 al carburatorului elementar, compensînd debitul insuficient de combustibil furnizat de jiclorul  $J_e$  al carburatorului elementar.

Prin tubul TA pătrunde aer din mediul ambiant. Din cauza diametrului relativ mare, în tubul de aer domnește presiunea atmosferică, care se transmite și asupra secțiunii de ieșire a jiclorului compensator. Ca urmare, debitul de combustibil al jiclorului compensator nu mai este controlat de depresiunea din difuzor, ci este determinat de nivelul  $H$  al combustibilului din camera de nivel constant. În adevăr, dacă se scrie ecuația lui Bernoulli pentru două linii de curent se obține

$$Z_1 = \frac{W_{jc}^2}{2g} + Z_3 \quad \text{sau} \quad W_{jc} = \sqrt{2gH}, \quad (17.18)$$

iar debitul jiclorului compensator va fi:

$$\dot{m}_{jc} = \mu_{jc} A_{jc} \rho_c \sqrt{2gH}. \quad (17.19)$$

Cum nivelul  $H$  este invariabil, debitul de combustibil furnizat de jiclorul compensator este constant. În figura (17.23) sînt reprezentate caracteristica de debit a jiclorului compensator

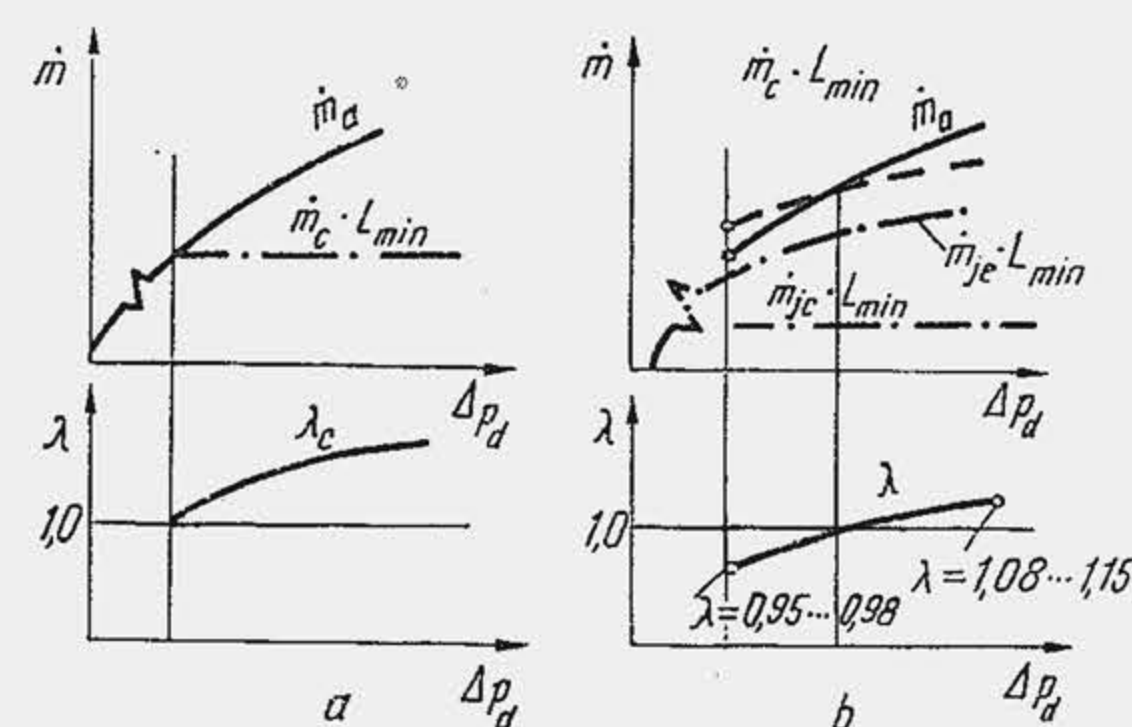


Fig. 17.23. Caracteristicile de debit și de reglare ale carburatorului cu dispozitiv de compensare.

$\dot{m}_{jc} \cdot L_{min}$  și caracteristica de debit a difuzorului  $\dot{m}_a$ , presupunînd că jiclorul elementar nu funcționează. Se constată că în domeniul sarcinilor mijlocii, debitul de combustibil este constant, iar debitul de aer crește; coeficientul de dozaj  $\lambda_c$  crește și el, dar foarte rapid, încît amestecul format iese din limitele de inflamabilitate. Din această cauză dispozitivul de compensare nu poate să funcționeze singur. Pentru a cupla carburatorul elementar cu un dispozitiv de compensare, debitul jiclorului elementar  $\dot{m}_{je} \cdot L_{min}$  trebuie micșorat în raport cu debitul adăugat

de jiclorul compensator. În acest scop, secțiunea jiclorului elementar trebuie redusă, ceea ce modifică caracteristica lui de debit.

Dimensionînd convenabil secțiunile celor două jicloare, se poate obține orice caracteristică de reglare în raport cu cerințele motorului.

Dispozitivul de compensare îndeplinește o funcție suplimentară, și anume aceea de emulsionare a combustibilului. Cînd tubul de aer este gol, prin tubul pulverizator compensator trece combustibil și aer. Cînd combustibilul și aerul curg împreună formează o emulsie (un amestec dispers de aer și picături foarte fine) care ușurează în mare măsură vaporizarea combustibilului și omogenizarea amestecului. Tocmai formarea emulsiei aer-combustibil explică larga răspîndire a jiclorului înecat. Marea răspîndire pe care au luat-o dispozitivele de emulsionare este determinată de eficiența procedurii asupra economicității și durabilității motorului. Încercările efectuate pe un motor, cu carburator cu dispozitiv de emulsionare și cu carburator fără dispozitiv de emulsionare arată (fig. 17.24) că odată cu reducerea temperaturii apei de răcire, pentru a asigura funcționarea stabilă, în al doilea caz amestecul trebuie îmbogățit mai puternic. În regim nominal, cînd temperatura apei de răcire atinge  $80^\circ\text{C}$ , între funcționarea cu sau fără dispozitiv de emulsionare nu există deosebiri, ceea ce se explică prin efectul intens pe care-l exercită pereții calzi ai motorului asupra vaporizării combustibilului. La temperaturi reduse ale apei de răcire, prin emulsionare, vaporizarea combustibilului este ușurată, făcînd posibilă mărirea coeficientului de dozaj cu aproape 0,1 unități, ceea ce înseamnă utilizarea unui amestec mai economic și prevenirea formării filmului de combustibil pe pereți.

Dispozitivul de compensare prezintă unele dezavantaje deoarece presupune crearea unor canale suplimentare în corpul carburatorului, complicînd construcția lui, iar în exploatare apar dificultăți la reglarea dozajului amestecului prin utilizarea a două jicloare de combustibil.

Dispozitivul de frînare pneumatică este adoptat chiar pe tubul portjiclor al carburatorului elementar. Schema de principiu a unui dispozitiv de frînare pneumatică este reprezentată în figura 17.25. Dispozitivul constă din tubul de aer TA, montat în tubul TPJ, imediat după jiclor. Întrucît dispozitivul este utilizat de regimurile sarcinilor mijlocii, se mai numește *dispozitivul principal* al carburatorului, iar jiclorul  $J_p$ , care de altfel funcționează diferit de un jiclor elementar, se numește *jiclor principal*. Spre deosebire de tubul de aer al dispozitivului compensator, tubul de aer al dispozitivului de

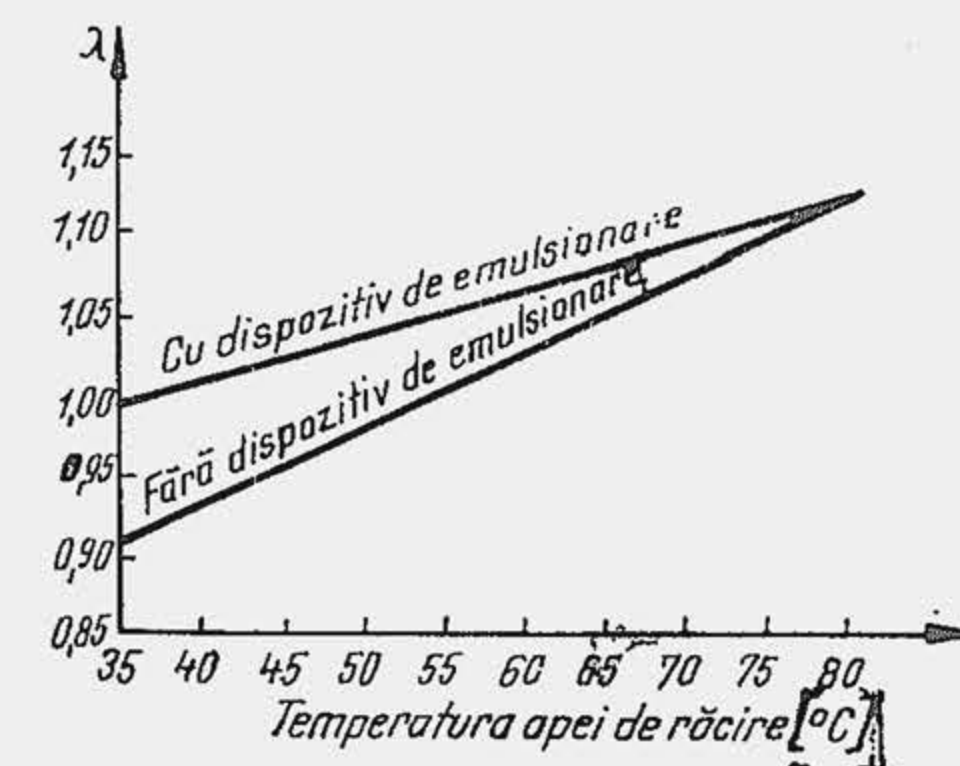


Fig. 17.24. Influența dispozitivului de emulsionare asupra coeficientului de dozaj la reducerea temperaturii apei de răcire.

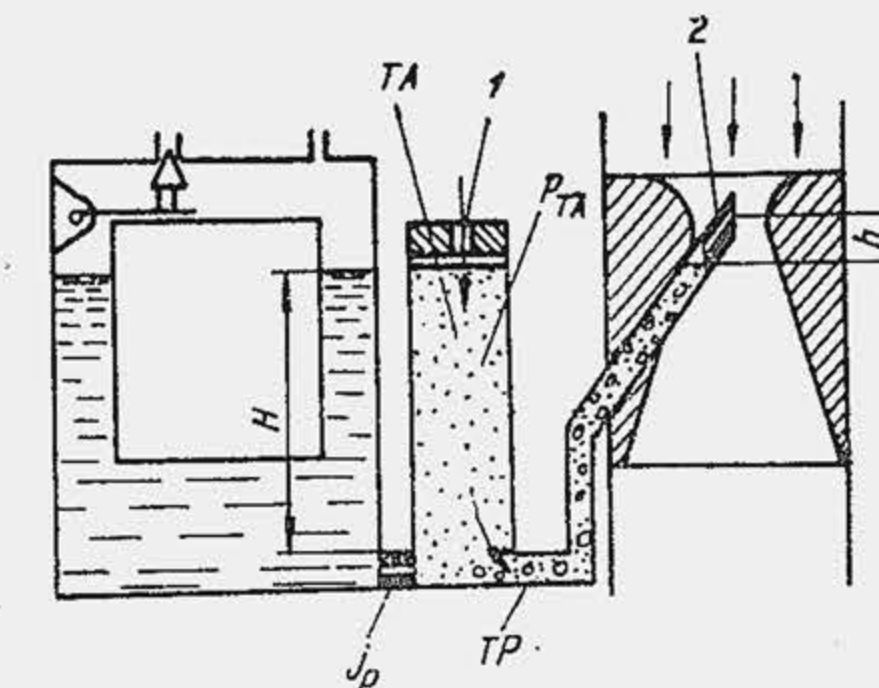


Fig. 17.25. Schema carburatorului cu dispozitivul de frînare pneumatică.



frânare pneumatică are o particularitate constructivă, și anume orificiul de intrare a aerului este calibrat. În acest scop, la marginea superioară a tubului de aer se plasează jiclorul 1, numit jiclor de aer,  $J_{a1}$ , a cărui secțiune de trecere este calibrată. Orificiul de ieșire în difuzor al tubului  $TPJ$  are secțiunea de ieșire calibrată, fie prin fabricație, soluție simplă, fie prin utilizarea unui al doilea jiclor de aer, 2, ( $J_{a2}$ ). Înainte de intrarea în funcțiune a dispozitivului, tuburile  $TA$  și  $TPJ$  sînt pline cu combustibil, pînă la nivelul  $H$ . În funcțiune, cele două tuburi se golesc repede de combustibil.

Prin tubul  $TA$  gol, curge aer. Din cauza celor două jicloare de aer, presiunea  $P_{TA}$  din tubul de aer nu mai este egală cu presiunea atmosferică, ci mai mică decît aceasta. Ca urmare, debitul jiclorului principal nu este determinat numai de nivelul  $H$  al combustibilului din  $CNC$  (ca în cazul jiclorului compensator) ci și de diferența de presiune  $p_0 - p_{TA} = \Delta p_{TA}$ , numită *depresiunea din tubul de aer*. Cu cît depresiunea în difuzor este mai mare, cu atît crește și depresiunea din tubul de aer și odată cu aceasta și debitul de combustibil. Depresiunea  $\Delta p_{TA}$  se determină astfel. Debitul de aer prin jiclorul de aer 1, de secțiunea  $A_{a1}$  este:

$$\dot{m}_1 = \mu_{a1} A_{a1} \sqrt{2 \rho_0 \cdot \Delta p_{TA}}, \quad (17.20)$$

care trebuie să fie egal — neglijînd combustibilul care trece prin  $TPJ$  — cu debitul de aer care trece prin jiclorul 2, de secțiune  $A_{a2}$

$$\dot{m}_2 = \mu_{a2} A_{a2} \sqrt{2 \rho_0 (p_{TA} - p_a)}, \quad (17.21)$$

$$p_{TA} - p_a = p_{TA} - p_a - p_0 + p_0 = (p_0 - p_a) - (p_0 - p_{TA}) = \Delta p_a - \Delta p_{TA}; \quad (17.22)$$

$$\mu_{a1} A_{a1} \sqrt{2 \rho_0 \Delta p_{TA}} = \mu_{a2} A_{a2} \sqrt{2 \rho_0 (\Delta p_a - \Delta p_{TA})}. \quad (17.23)$$

Ultima ecuație rezolvată în raport cu  $\Delta p_{TA}$  dă:

$$\Delta p_{TA} = \frac{(\mu_{a2} A_{a2})^2}{(\mu_{a2} A_{a2})^2 + (\mu_{a1} A_{a1})^2} \Delta p_a = \sigma \Delta p_a \quad (17.24)$$

unde

$$\sigma = 1 / \left[ 1 + \left( \frac{\mu_{a1} A_{a1}}{\mu_{a2} A_{a2}} \right)^2 \right]. \quad (17.25)$$

Se observă că  $\sigma < 1$ . Tubul  $TA$  fiind gol, combustibilul se deplasează prin jiclorul principal sub acțiunea depresiunii  $\Delta p_{TA}$  și a înălțimii  $H$ , care se neglijează. Viteza combustibilului prin jiclorul principal va fi:

$$W_{jp} = \varphi_{jp} \sqrt{\frac{2}{\rho_c} \sigma \Delta p_a}. \quad (17.26)$$

Deci, debitul de combustibil prin jiclorul  $j_p$  neglijînd influența spațiului de gardă va fi:

$$\dot{m}_{jp} = \mu_{jp} A_{jp} \sqrt{2 \rho_c \Delta p_{TA}} = \mu_{jp} A_{jp} \sqrt{2 \rho_c \sigma \Delta p_a}. \quad (17.27)$$

Așadar, debitul jiclorului principal este mai mic decît debitul unui jiclor elementar, deoarece el lucrează sub acțiunea depresiunii  $\sigma \Delta p_a$ , mai mică evident decît depresiunea din difuzor. Se realizează astfel o creștere frînată a debitului jiclorului principal. Pentru a înțelege mai bine funcționarea dispozitivului de frînare pneumatică, se consideră două cazuri extreme: 1) secțiunea orificiului jiclorului de aer 1 este nulă, adică tubul de aer este închis; în acest caz, în tubul de aer și asupra jiclorului de combustibil se transmite integral depresiunea din difuzor, adică  $\Delta p_{TA} = \Delta p_a$  deoarece  $\mu_{a1} A_{a1} = 0$ ;  $\sigma = 1$ ; acesta este cazul unui carburator elementar, ale cărui caracteristici de debit  $\dot{m}_{je}$  și de reglare  $\lambda_e$  sînt cunoscute; 2) secțiunea orificiului jiclorului de aer este foarte mare; în tubul de aer domnește presiunea atmosferică  $p_{TA} = p_0$ , adică  $\sigma = 0$ ,  $\mu_{a1} A_{a1} \gg \mu_{a2} A_{a2}$ . Se obține astfel un dispozitiv de compensare ale cărui caracteristici de debit  $\dot{m}_{jc}$  și de reglare  $\lambda_c$  sînt, de asemenea, cunoscute. Dispozitivul de frînare pneumatică are secțiunea orificiului de intrare a tubului de aer calibrată, de aceea reprezintă un caz intermediar între un carburator elementar și un dispozitiv de compensare ( $0 < \sigma < 1$ ).

În figura (17.26) se arată caracteristica de debit  $\dot{m}_{jp}$  și de reglare  $\lambda_p$  a dispozitivului de frînare pneumatică în comparație cu caracteristicile celorlalte dispozitive. Se vede că variația coeficientului de dozaj  $\lambda_p$  reprezintă un caz intermediar. Alegînd corespunzător coeficientului  $\sigma$ , prin dimensionarea corectă a celor două jicloare de aer, se obține orice variație dorită pentru  $\lambda_p$ . Pentru dimensionarea jiclorilor se substituie în relația (17.16), expresiile debitelor:

$$\lambda = \frac{\varphi_c \mu_a A_a \sqrt{2 \rho_0 \Delta p_a}}{L_{min} \mu_{jp} A_{jp} \sqrt{2 \rho_c \sigma \Delta p_a}}. \quad (17.28)$$

Relația (17.28) se transformă în relație de dimensionare, substituind pe  $A_{jp} = \pi d_{jp}^2 / 4$  și pe  $A_a = \pi d_a^2 / 4$  cu condiția  $\lambda = \lambda_{ec}$  (s-a neglijat termenul  $g \Delta h \rho_c$ ); se obține:

$$d_{jp} = d_a \sqrt{\frac{\varphi_c \mu_a}{\mu_{jp}} \cdot \frac{1}{\lambda_{ec} L_{min}}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_c}} \sqrt{\frac{1}{\sigma}}. \quad (17.29)$$

**Exemplul numeric 17.3.** Să se determine diametrul jiclorului principal la un motor de turism, cu datele precizate în exemplele numerice 17.1 și 17.2. Se admite:  $\lambda_{ec} = 1,1$ ;  $L_{min} = 15$  kg/kg;  $\rho_0 = 1,29$  kg/m<sup>3</sup>;  $\rho_c = 750$  kg/m<sup>3</sup>,  $\sigma = 0,7$ .

**R.** Se aplică relația (17.29):  $d_j = 25,5 \cdot (0,96 \cdot 0,83 / 0,75 \cdot 1,1 \cdot 15) \cdot (1,29 / 750)^{0,5} \cdot (1/0,7)^{0,25} = 1,44$  mm sau  $d_j = 144$  sutimi de mm. Diametrul jiclorului pentru motorul turismului Dacia 1300 este de 145 sutimi de mm, iar  $d_j$  găsit în exemplul numeric 17.1 este de 128 sutimi de mm.

Dacă se precizează inițial  $\lambda_{ec}$  și depresiunea corespunzătoare  $\Delta p_{as}$ , relațiile (17.27) și (17.29) servesc pentru dimensionare, necunoscutele fiind  $A_{jp}$  și  $\sigma$ . Dimensionarea este orientativă, ea definește numai diametrele cu care se încep lucrările laborioase de punere la punct a carburatorului la funcționarea pe stand a motorului. În acest sens se indică, pentru o primă aproximație, că diametrul jiclorului de aer  $d_{ja}$ , fixat pe tubul  $TA$  (v. jiclorul 4, fig. 17.27, b), este

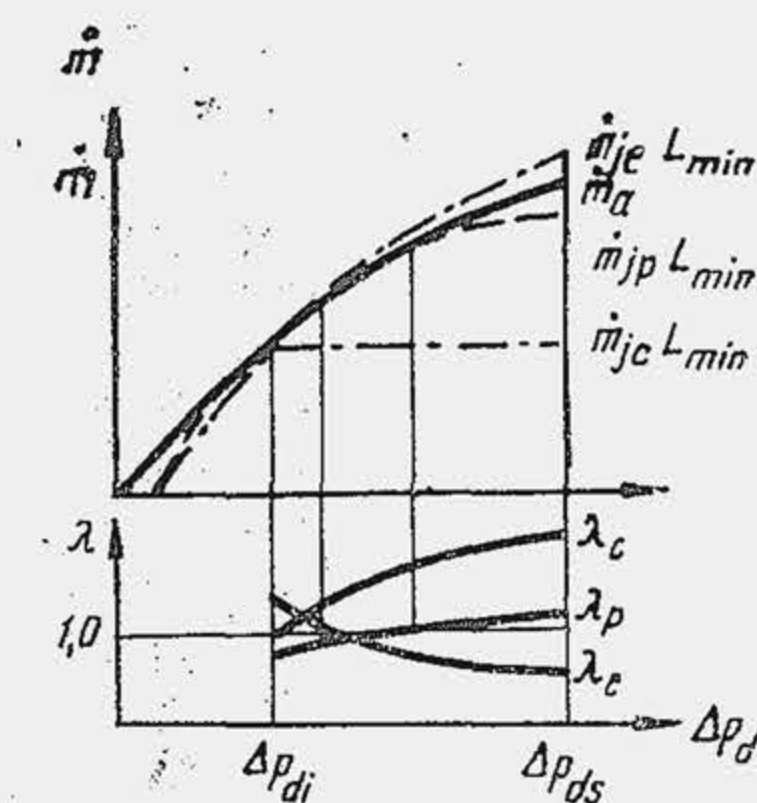


Fig. 17. 26. Caracteristicile carburatorului cu dispozitiv de frînare pneumatică.



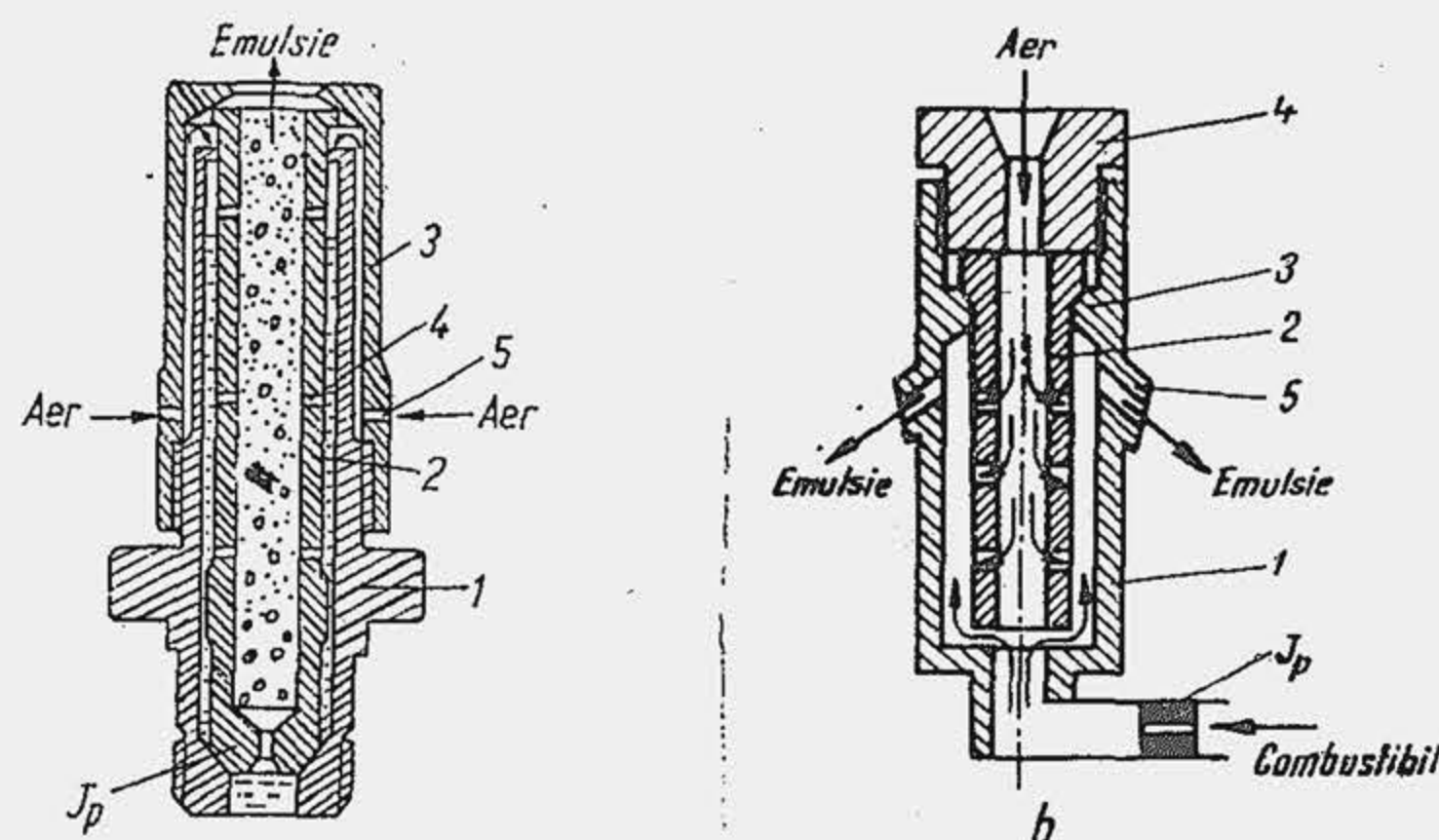


Fig. 17.27. Scheme ale dispozitivului de frinare pneumatică.

$d_{ja} = d_{jp} + 0,6$  mm. Corelarea jiclorului de aer cu cel de combustibil se înțelege pe baza relațiilor (17.24), (17.28) și (17.29). Pentru a satisface condiția  $\lambda_{ec} = ct$ , dacă se mărește diametrul jiclorului principal  $d_{jp}$ , deci  $A_{jp}$ , trebuie redus  $\sigma$  într-o măsură adecvată, ceea ce se realizează prin mărirea diametrului jiclorului de aer  $d_{ja}$  sau a secțiunii  $A_{a1}$ . Altfel spus, prin mărirea lui  $d_{jp}$ , amestecul se îmbogățește; prin mărirea lui  $d_{ja1}$  amestecul sărăcește. Cu aproximație, se poate considera că mărirea lui  $d_{jp}$  cu 5 sutimi (0,05 mm) produce același efect (de îmbogățire) ca micșorarea lui  $d_{ja1}$  cu 15 sutimi (0,15 mm). Această corelație trebuie avută în vedere la lucrările experimentale de punere la punct, care se simplifică dacă  $A_{a2} = ct$ .

Soluțiile constructive ale dispozitivului de frinare pneumatică diferă de schema de principiu prezentată, întrucât acestea asigură și o emulsionare în trepte a combustibilului. În figura 17.27 se prezintă două soluții constructive ale dispozitivului de frinare pneumatică. La soluția din (a) în interiorul tubului 1, numit *tub de gardă* se introduce tubul central 2, numit *tub de emulsie*; partea inferioară a tubului de emulsie este calibrată, reprezentând astfel jiclorul de combustibil  $J_p$ . Tubul de emulsie conține, la diferite nivele deasupra jiclorului, mai multe orificii 4 prin care pătrunde aerul pentru emulsionare. Un al treilea tub 3 le îmbracă pe primele două și reprezintă chiar tubul de aer. Tubul de aer conține orificiile 5 prin care pătrunde aerul și el se înșurubează în tubul de gardă, apăsînd tubul de emulsie pe scaunul lui. Inițial, tubul de gardă este plin cu combustibil; pentru a preveni scăpările, marginea lui superioară depășește nivelul combustibilului din camera de nivel constant (de aci și denumirea de *tub de gardă*). Pe măsură ce depresiunea în difuzor crește, tubul de gardă se golește de combustibil; datorită traseului urmat de aer prin orificiile 4 se produce emulsionarea treptată a combustibilului. La soluția (b) în tubul de gardă 1 se plasează tubul de emulsie 2, presat pe scaunul lui 3 de jiclorul de aer 4. Jiclorul de combustibil  $J_p$  este independent. Aerul pătrunde prin partea centrală a dispozitivului, trece prin orificiile de emulsie ale tubului 2, se întâlnește cu combustibilul la periferia tubului de gardă și pătrunde în difuzor prin orificiile laterale 5 (v. și fig. 17.11). În figura 17.28, a se arată dispozitivul principal de frinare pneumatică al carburatorului CARFIL—32 IRM, pentru motorul turismului Dacia 1300.

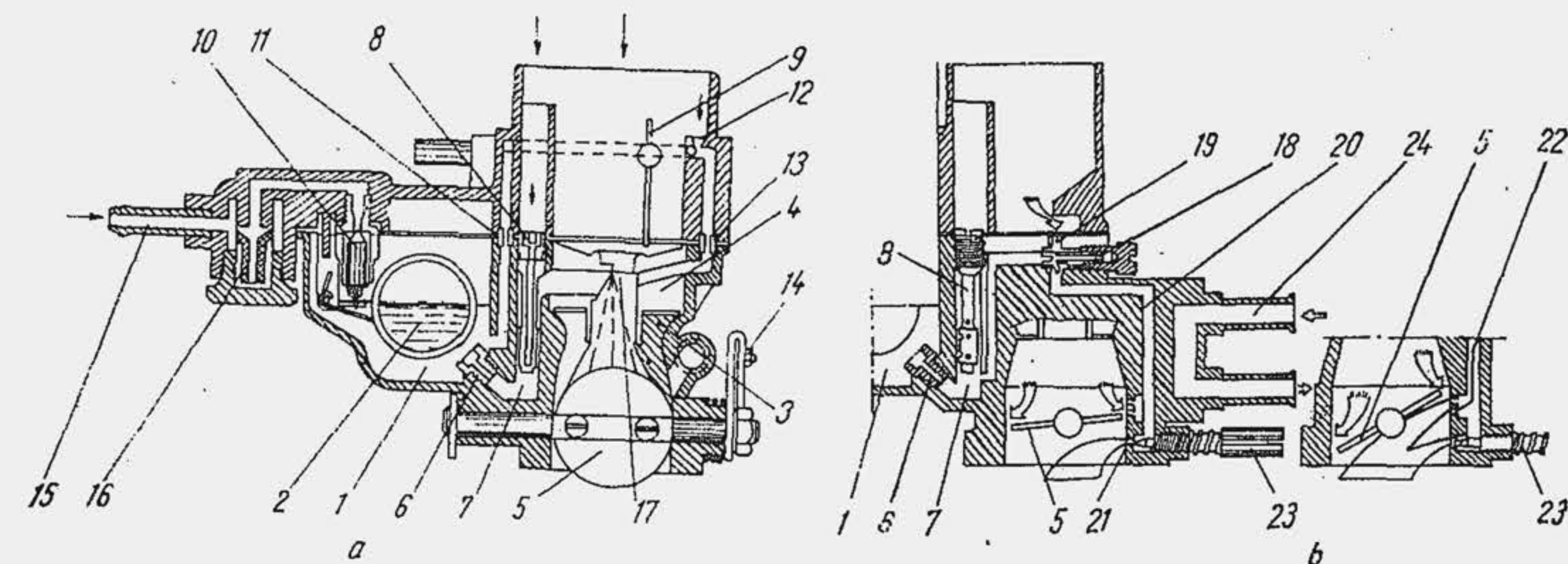


Fig. 17.28. Schema dispozitivului de frinare pneumatică (a) și a dispozitivului de mers în gol (b) de la carburatorul CARFIL 32 IRM pentru motorul turismului Dacia 1300:

1 — CNC; 2 — plutitor; 3 — difuzorul mare; 4 — difuzorul mic; 5 — obturatorul; 6 — jiclorul principal; 7 — tubul de aer; 8 — tubul de emulsie cu jiclorul de aer; 9 — clapeta de aer pentru pornire; 10 — supapa-ac; 11 — jiclorul de putere; 12 — jiclorul de aer; 13 — orificiu calibrat; 14 — pîrghie de acționare a obturatorului; 15 — racord de alimentare; 16 — filtru; 17 — tub pulverizator; 18 — jiclor de mers în gol; 19 — jiclorul de aer pentru mersul în gol; 20 — tubul de mers în gol; 21 — orificiul dispozitivului de mers în gol; 22 — orificiile dispozitivului de repriză; 23 — șurub de reglaj al compoziției la mers în gol; 24 — conducta pentru încălzirea carburatorului cu lichidul de răcire.

### 17.3.2. DISPOZITIVUL DE MERS ÎN GOL ȘI ÎN SARCINI MICI

În regimul de mers în gol motorul furnizează o putere redusă (3...6% din puterea indicată în regim nominal), care necesită o cantitate mică de amestec. În acest scop, obturatorul este aproape închis, distanța dintre marginea lui și perete este de 0,3...0,8 mm. Turația motorului în regimul de mers în gol este, de asemenea, foarte mică, și anume 500...900 rot/min. Raportul debitelor de aer în regim nominal  $\dot{m}_{aN}$  și la mers în gol  $\dot{m}_{ag}$  este, potrivit relației (17.5),

$$\dot{m}_{aN}/\dot{m}_{ag} = \sqrt{\Delta p_{aN}/\Delta p_{ag}} \approx 20 \quad (17.30)$$

Pentru  $\Delta p_{aN} = 1\,000$  mm H<sub>2</sub>O rezultă că  $\Delta p_{ag} = 2,5$  mm H<sub>2</sub>O. În aceste condiții nici măcar nu se poate amorsa curgerea combustibilului prin dispozitivul sarcinilor mijlocii. Pentru mersul în gol este necesar un dispozitiv special.

Procedul de formare a amestecului la mersul în gol se bazează pe următoarea observație. Obturatorul fiind aproape închis, în spatele acestuia se formează o mare depresiune ( $\Delta p_s$ ), care atinge 4 000...5 000 mm H<sub>2</sub>O. O depresiune și mai mare apare în dreptul obturatorului și anume  $\Delta p_{ob} = 5\,000...7\,000$  mm H<sub>2</sub>O. Apare astfel rațional să se folosească, pentru regimul de mers în gol, depresiunea din dreptul obturatorului sau din spatele lui. În acest scop carburatorul se echipează cu un dispozitiv special de mers în gol, care are un orificiu calibrat pentru dozarea combustibilului, numit jiclor de mers în gol  $J_{mg}$ . Jiclorul  $J_{mg}$  livrează cantități mici de combustibil. Dacă lucrează și sub acțiunea unei depresiuni mari el va avea un orificiu mic, greu de realizat tehnologic, care se înfundă ușor cu impurități în exploatare. De aceea depresiunea  $\Delta p_s$  sau  $\Delta p_{ob}$  care lucrează asupra jiclorului  $J_{mg}$  se reduce pînă la 500 mm H<sub>2</sub>O.

Dispozitivul de mers în gol (fig. 17.29, a) este format din tubul pulverizator de mers în gol MG, care conține jiclorul de mers în gol  $J_{mg}$ . Tubul MG comunică cu conducta de admisiune prin orificiul de mers în gol OMG, plasat în



spatele obturatorului 1. Reducerea depresiunii se obține stabilind legătura dintre tubul *MG* și atmosferă. În acest scop se prevede canalul 2 în interiorul căruia se plasează orificiul calibrat 3, jiclorul de aer pentru mers în gol. În timpul funcționării prin canalul 2 și jiclorul 3 trece un curent de aer care emulsionează combustibilul înainte de a ajunge în colector. La carburatorul inversat, obturatorul se află sub CNC și apare pericolul scurgerii continue a combustibilului prin orificiul *OMG* când motorul este oprit. Din această cauză tubul *TMG* are forma de U răsturnat, partea superioară a lui depășind nivelul combustibilului din *CNC*.

**Reglarea regimului de mers în gol.** În regimul de mers în gol este necesar un amestec bogat ( $\lambda = 0,8 \dots 0,9$ ) pentru a asigura stabilitatea aprinderii și arderea la presiunile mici din cilindru, când fluidul motor este foarte diluat cu gaze reziduale ( $\gamma_r = 0,3 \dots 0,4$ ). Reglajul turației și compoziției amestecului la mers în gol nu se poate efectua pe banda de montaj, din cauza toleranțelor de fabricație. Uzina constructoare efectuează un reglaj individual pe stand, al turației și compoziției amestecului, pentru fiecare motor pe care îl livrează. Reglajul trebuie modificat în exploatare în funcție de anotimp. Iarna, amestecul se îmbogățește pentru a compensa efectul temperaturii scăzute asupra vaporizării. Reglajul trebuie corectat periodic în exploatare, odată cu modificarea stării tehnice a motorului. Creșterea gradului de uzare conduce la pierderi mecanice mai mari, la un grad mai redus de comprimare a fluidului motor (segmentii nu etanșează suficient), la aspirația de aer fals (aer care ocolește carburatorul dar ajunge în cilindru prin neetanșeități) datorită uzării avansate a garniturilor dintre suprafețele de îmbinare — flanșele care unesc carburatorul cu conducta de admisiune și aceasta cu canalele din chiulasă.

Carburatorul este prevăzut cu două șuruburi de reglaj: șurubul *RC* pentru reglarea compoziției; șurubul *RT* pentru reglarea turației. Șurubul *RC* modifică secțiunea orificiului *OMG* și deci debitul de combustibil (fig. 17.29, *b*). Când șurubul *RC* se desface crește debitul de combustibil. Șurubul *RC* este împiedicat să se rotească liber de un arc 4. Șurubul *RT* modifică debitul de aer. El este exterior carburatorului și precizează poziția obturatorului la mers în gol. Șurubul *RT* se deplasează axial în pîrghia 5 montată pe axul obturatorului și se reazemă cu vârful pe pragul fix 6. Prin înșurubare, șurubul *RT* deschide obturatorul și mărește debitul de aer. Modificarea simultană a debitelor, de la 1 la 3 (*c*) sporește turația de mers în gol, cilindru primește o cantitate mai mare de fluid proaspăt. La reglare, cele două șuruburi se acționează succesiv pînă se obține turația de mers în gol stabilită de uzină și funcționarea stabilă a motorului („mersul rotund”).

**Formarea amestecului în regimurile sarcinilor mici.** Regimurile sarcinilor mici sînt acele regimuri de funcționare care corespund unui grad redus de deschidere a obturatorului, cel mult pînă la 10...15% din deschiderea totală. În domeniul sarcinilor mici, turația motorului crește pînă la 40...60% din turația nominală, de aceea regimurile cuprinse în acest domeniu se mai numesc și regimuri de mers încet. La trecerea din regimul de mers în gol în regimul de sarcini mici prin deschiderea obturatorului, dispozitivul de mers în gol încetează să funcționeze, iar dispozitivul sarcinilor mijlocii, din cauza depresiunii reduse din difuzor, nu se amorsează sau furnizează o cantitate redusă de combustibil. Astfel, debitul de aer crește, debitul de combustibil este insuficient, amestecul sărăcește, iese din limitele de inflamabilitate și motorul se oprește. Procedul cel mai răspîndit pentru a preveni acest dezavantaj constă în prelungirea acțiunii jiclorului de mers în gol. În acest scop, dispozitivul de mers în gol este prevăzut cu unul sau două orificii suplimentare așezate în dreptul obturatorului, respectiv în fața lui (fig. 17.29, *b*). Inițial,

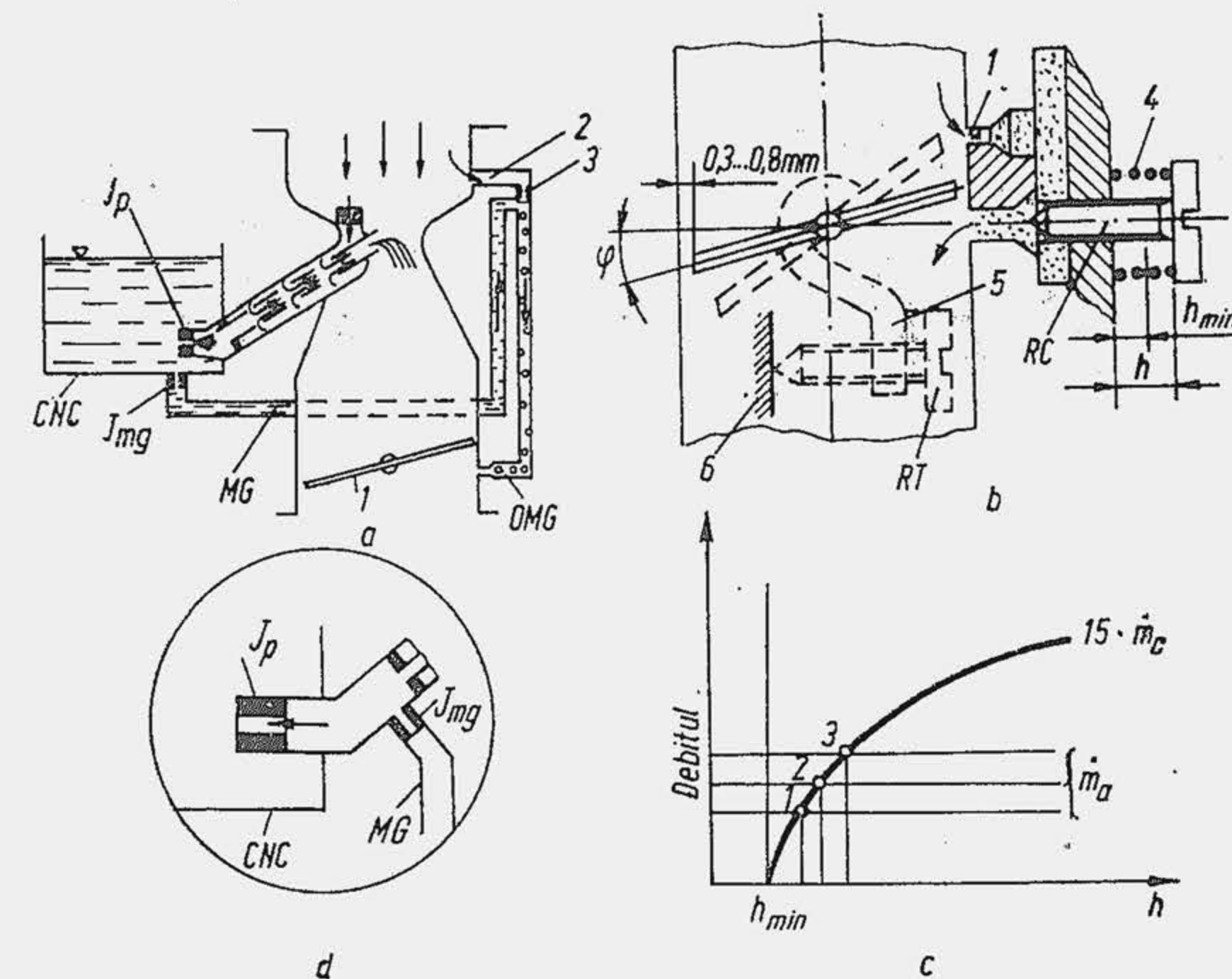


Fig. 17.29. Dispozitivul de mers în gol și repriză

orificiul 1 nu funcționează; când clapeta se deschide orificiul *OMG* se dezamorsează, dar, marginea clapetei ajunge în dreptul orificiului 1, menține o depresiune sporită în tubul *MG*, iar jiclorul *J<sub>mg</sub>* continuă să livreze combustibil. Funcționarea lui se prelungește eventual cu un al treilea orificiu. Pentru a prelungi continuu acțiunea obturatorului, orificiile se fac sub formă de fante.

Prin deschiderea obturatorului se ajunge în situația când dispozitivul de mers în gol și cel de sarcini mijlocii funcționează simultan (primul este în curs de dezamorsare, ultimul este pe cale de amorsare). Dacă dispozitivul funcționează independent, reglajul devine greoi. De aceea, la toate carburatoarele, jiclorul de mers în gol se alimentează cu combustibil din tubul *TPJ* al jiclorului principal (detaliu *d*, fig. 17.29). Debitul jiclorului *J<sub>mg</sub>* fiind mult mai mic decât cel al jiclorului *J<sub>p</sub>*, în tubul *TPJ* se găsește combustibil suficient pentru alimentarea dispozitivului de mers în gol. În figura 17.28, *b* se arată dispozitivul de mers în gol de la carburatorul CARFIL 32 IRM.

### 17.3.3. DISPOZITIVE PENTRU REGIMURILE SARCINILOR MARI

În regimul sarcinilor mari amestecul combustibil se îmbogățește pentru a obține, temporar, o putere sporită. Trecerea de la amestecul de economicitate maximă ( $\lambda_{ec} = 1,08 \dots 1,15$ ) la amestecul de putere maximă ( $\lambda_p = 0,8 \dots 0,95$ ) se realizează cu ajutorul unui dispozitiv numit *dispozitiv de putere* sau *economizor*, care dispune de un jiclor special pentru dozare, numit jiclor de putere *J<sub>p</sub>*. După modul de lucru, dispozitivele de putere se împart în două grupe: dispozitive de putere care lucrează independent de dispozitivul principal și dispozitive de putere care lucrează împreună cu dispozitivul principal. Dispoziti-



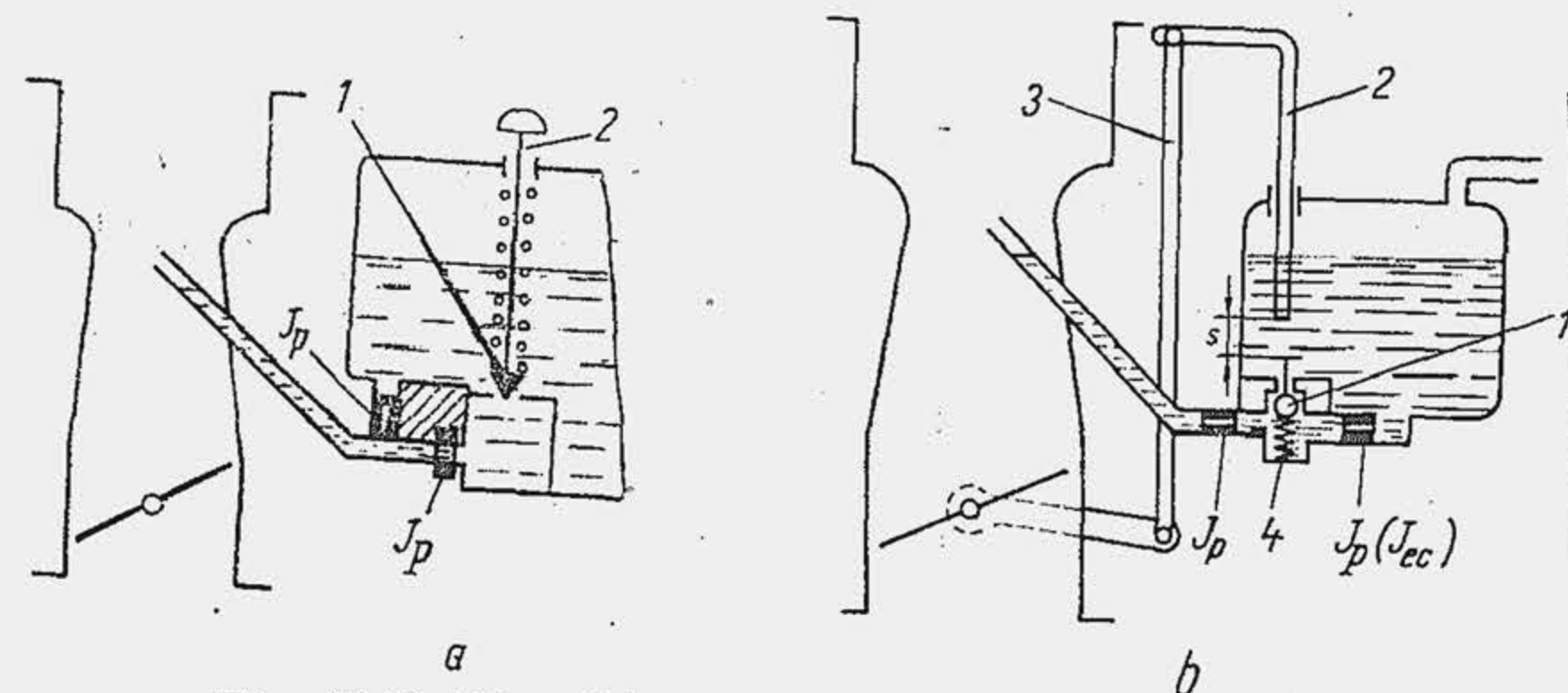


Fig. 17.30. Dispozitive de putere cu comandă mecanică.

vele de putere care lucrează împreună cu dispozitivul principal pot fi la rândul lor de două feluri, după modul de montare a jiclorului de putere în raport cu jiclorul principal, și anume: jiclorul de putere montat în paralel cu jiclorul principal (fig. 17.30, a) și jiclorul de putere montat în serie cu jiclorul principal (b).

Dispozitivul de putere cuprinde o supapă cu ac sau cu bilă 1 și un jiclor de putere  $J_p$ , pentru dozarea combustibilului la sarcini mari. Tija 2, acționată mecanic sau pneumatic, deschide supapa 1 în momentul stabilit. Dispozitivul se alimentează direct din CNC. Caracteristicile de debit și de reglare ale dispozitivelor principal și de putere se arată în figura 17.31, a. În punctul 1 pentru  $\Delta p_a = \Delta p_{as}$ , dispozitivul de putere intră în funcțiune și completează debitul de combustibil al jiclorului principal (evoluția 1—2).

În schema b din figura 17.30 jiclorul de putere este așezat înaintea jiclorului principal, astfel încît, în regimul sarcinilor mijlocii, cînd supapa 1 este închisă, combustibilul trece succesiv prin ambele jicloare. Supapa 1 se plasează întotdeauna între cele două jicloare. În regimul sarcinilor mari, cînd supapa 1 se deschide, combustibilul ocolește jiclorul de putere, care iese din funcțiune. Jiclorul  $J_p$ , din cauza rezistențelor hidraulice pe care le introduce în calea combustibilului, reduce presiunea din amonte jiclorului principal. Ca urmare, în regimul sarcinilor mijlocii jiclorul de putere lucrează ca un dispozitiv de frînare, care micșorează depresiunea sub acțiunea căreia lucrează jiclorul principal. Astfel, în timp ce dispozitivul de frînare pneumatică micșorează depresiunea, acționînd în avalul jiclorului principal, jiclorul

de putere micșorează depresiunea acționînd în amonte jiclorului principal. În regimul sarcinilor mari, începînd din punctul 1, acțiunea jiclorului  $J_p$  se anulează, caracteristica (b) iar debitul jiclorului principal crește pînă la valoarea corespunzătoare puterii maxime, punctul 2, care se află pe caracteristica  $\dot{m}_{jp}$  obținută, dacă jiclorul  $J_p$  ar fi lucrat singur. Dispozitivul de putere este cunoscut sub denumirea curentă de economizor, dar numai la montarea în serie a jiclorului de putere se obține un amestec economic în regimul sarcinilor mijlocii; în celelalte cazuri, denumirea de economizor este improprie.

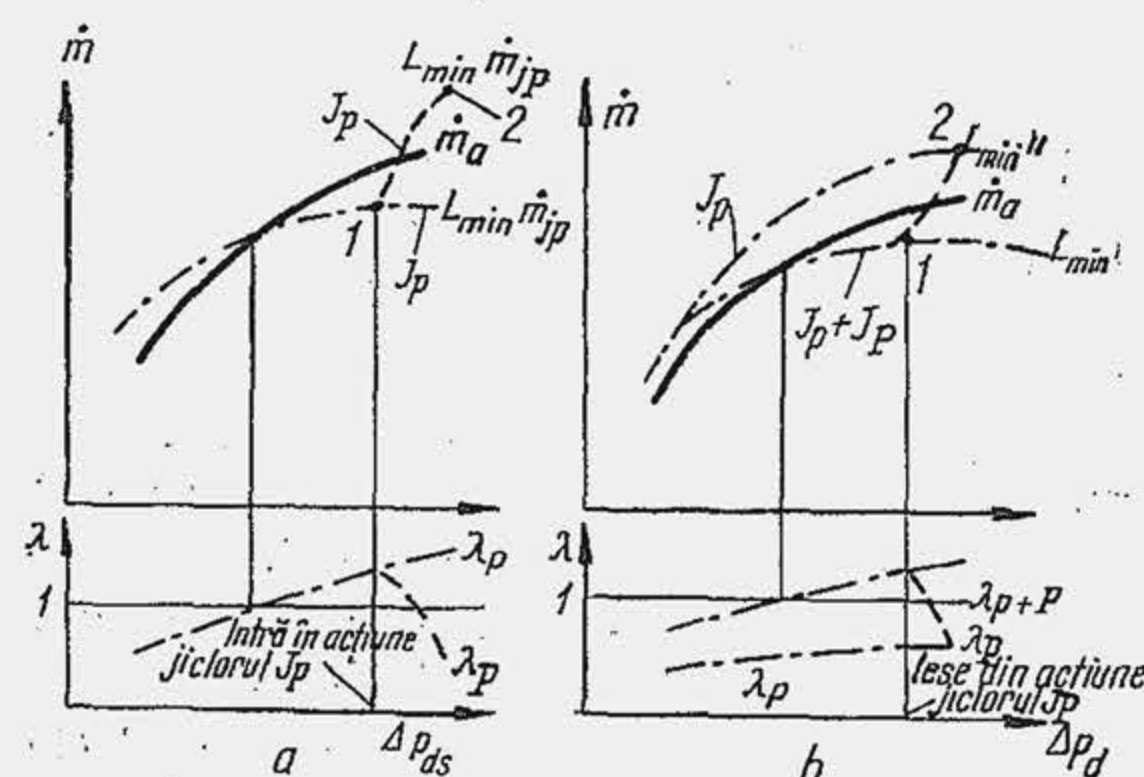


Fig. 17.31. Caracteristicile dispozitivului de putere cu comandă mecanică. Caracteristicile (a) și (b) corespund schemelor (a) și (b) din figura 17.30.

După modul de comandă, dispozitivele de putere sînt de trei feluri: dispozitive de putere cu comandă mecanică, dispozitive de putere cu comandă pneumatică și dispozitive de putere cu comandă mixtă.

La dispozitivul de putere cu comandă mecanică (v. fig. 17.30, b) supapa 1 este acționată direct cu ajutorul sistemului de pîrghii 2 și 3 legate solidar cu axul obturatorului. În sistemul de pîrghii se prevede jocul  $s$ , care nu permite acționarea supapei economizorului decît la deschideri mari ale obturatorului (80...90%). Pentru a preveni deschiderea bruscă a supapei, sistemul de acționare se realizează elastic prin intermediul arcului 4.

Dispozitivul de putere cu comandă mecanică prezintă ca avantaje principale: simplitatea constructivă, siguranța sporită în funcționare și posibilitatea unui control riguros al momentului intrării lui în acțiune, ceea ce simplifică lucrările de reglare în exploatare. Dezavantajul principal al acestui dispozitiv constă în aceea că este dependent numai de sarcina motorului; or calitatea amestecului trebuie să varieze și cu turația. Dispozitivul de comandă pneumatică, lucrînd sub acțiunea depresiunii, poate corecta calitatea amestecului atît la variația sarcinii cît și a turației. Uneori, pentru simplificarea carburatorului se renunță la un dispozitiv de putere independent. Sarcina acestuia este preluată de pompa de accelerare (v. par. 17.4), care funcționează automat, cînd clapeta este complet deschisă: orificiul  $O_{ac}$  al pulverizatorului este plasat în zona de depresiune maximă din difuzor și intră automat în acțiune, de la o anumită deschidere a clapetei (v. fig. 17.33).

#### 17.3.4. POMPA DE ACCELERARE

Regimul tranzitoriu de funcționare cuprinde încălzirea, repriza, accelerarea și decelerarea și mersul în gol forțat.

Operația de deschidere lentă a obturatorului, din regimul de mers în gol sau în sarcini mici spre regimul sarcinilor mijlocii, se numește *repriză*. Regimurile de accelerare și decelerare se pot caracteriza în parte prin modul de mișcare a obturatorului, și anume: deschiderea bruscă a obturatorului se numește *accelerare*; închiderea bruscă a obturatorului se numește *decelerare*. Regimul de mers în gol forțat este acel regim în care obturatorul este în poziția de mers în gol, dar turația motorului este mult mai mare decît turația de mers în gol (automobilul antrenează motorul). Problemele formării amestecului la repriză sînt identice cu cele ale regimurilor de sarcini mici. De aceea, asupra regimului de repriză nu se va mai insista. Aproape toate carburatoarele moderne sînt echipate cu dispozitive pentru regimul de accelerare. Dispozitive pentru regimurile de decelerare și mers în gol forțat sînt mai rare (v. par. 26.4.1); (pentru regimul de încălzire vezi pag. 661, 837).

La accelerarea motorului se produce o sărăcire a amestecului, datorită îndeosebi inerției coloanei de combustibil, în raport cu cea a aerului. La deschiderea bruscă a obturatorului (fig. 17.32, a, curba 1) aerul răspunde prompt comenzii, iar combustibilul răspunde cu întîrziere; amestecul sărăcește (curba 2) și motorul se oprește. În regim de accelerare se prevăd dispozitive numite *pompe de accelerare* care livrează un debit suplimentar de combustibil. Pompele de accelerare sînt de două feluri: cu piston și cu membrană. După modul în care se realizează comanda lor, ele se împart, de asemenea, în două clase: cu comandă mecanică și cu comandă pneumatică. În figura 17.32 b, se arată schema de principiu a unei pompe de accelerare cu piston și antrenare mecanică.



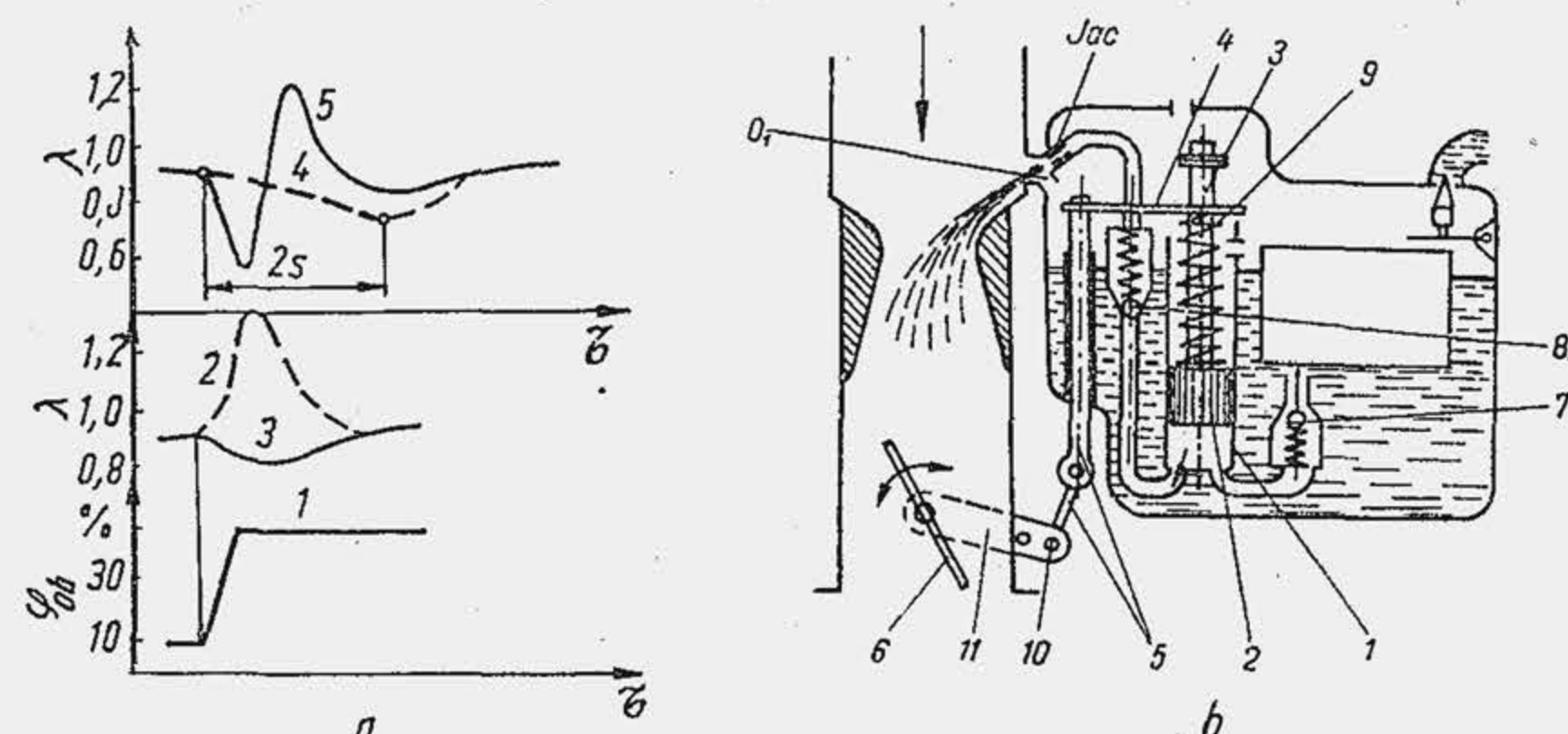


Fig. 17.32. Pompă cu piston pentru regimul de accelerare]

În cilindru 1 se deplasează pistonul 2, legat prin intermediul tijei 3, pârghia cu furcă 4 și sistemul de pârghii 5, de axul obturatorului 6. Cilindru 1 este prevăzut cu două orificii, unul de încărcare și altul de descărcare, controlate corespunzător de supapa de încărcare 7 și supapa de descărcare 8. Supapa 8 este necesară pentru a împiedica pătrunderea aerului în cilindru pompei de accelerare, iar supapa 7 pentru a împiedica întoarcerea combustibilului în camera de nivel constant. Combustibilul este dozat de jiclorul pompei de accelerare  $J_{ac}$ . În mod frecvent se calibrează și se comunică diametrul orificiului pulverizatorului  $O_{ac}$ , prin care iese benzina în camera de amestec. La deschiderea bruscă a obturatorului, pistonul este deplasat în jos, comprimă combustibilul, care deschide supapa 8, și-l refulează prin jiclorul  $J_{ac}$  spre difuzor.

Principial, o pompă de accelerare trebuie să satisfacă mai multe condiții: 1) la deschiderea lentă a obturatorului, pompa de accelerare nu trebuie să refuleze combustibil spre camera de amestec. În acest scop se prevede un joc mai mare între pistonul pompei și cilindru; 2) la deschiderea bruscă a obturatorului trebuie să se prevină comanda cu șoc a pompei; se prevede un element elastic, arcul 9, care preia șocul; 3) acțiunea pompei trebuie să se prelungească chiar după ce obturatorul s-a oprit, pentru a mări eficiența ei. În acest scop se intercalează în sistem un element elastic, arcul 9, care la deschiderea bruscă a obturatorului este comprimat, preluând șocul inițial; apoi, arcul se destinde și deplasează în continuare pistonul, prelungind cursa utilă, la 1...2 s; curbele 4 și 5 (fig. 17.32, a) arată funcționarea cu, respectiv fără acțiunea prelungită a pompei; 4) să se evite funcționarea sub acțiunea unei depresiuni mari; se prevede orificiul  $O_1$  care stabilește legătura cu CNC; 5) debitul pompei de accelerare trebuie variat în raport cu anotimpul. O sporire a debitului de combustibil în timpul iernii se obține prin deplasarea punctului de articulație 10, care mărește cursa activă a pistonului. Pompa de accelerare cu membrană cu acționare mecanică de tipul independent este folosită la carburatorul CARFIL 32 IRM (fig. 17.33, a). Camera 1 a pompei este închisă etanș de membrana 2. Pompa cuprinde două supape cu bile: supapa de încărcare 3 și supapa de descărcare 4. Asupra membranei lucrează arcul mare 5; de cealaltă parte, membrana este acționată prin arcul mic 5, de pârghia 6, legată prin tija 7 de pârghia 8, fixată pe axul obturatorului. Când obturatorul se închide, pârghia 6 eliberează membrana, care se deplasează sub acțiunea arcului și se încarcă prin orificiul eliberat de supapa 3. Când obturatorul se deschide brusc, pârghia 6 deplasează membrana, comprimând arcurile 5. Combustibilul

este comprimat, supapa 3 se închide, supapa 4 se deschide și începe refulearea. Combustibilul este dozat de orificiul calibrat  $O_{ac}$  al pulverizatorului 9 pentru accelerare.

Dispozitivele cu comandă mecanică au căpătat o răspîndire mai mare, deoarece conduc la o siguranță sporită în funcționare.

### 17.3.5. DISPOZITIVE PENTRU PORNIREA LA RECE

La pornirea motorului rece apar dificultăți deosebite deoarece vaporizarea combustibilului nu poate fi accelerată prin factorul temperatură. Turația de pornire fiind foarte joasă (50...100 rot/min), viteza aerului în difuzor este atât de mică încît pulverizarea combustibilului nu este satisfăcătoare ceea ce frînează, de asemenea, fenomenul de vaporizare.

Dacă benzina ar fi un lichid omogen, formarea amestecului inflamabil de vapori de combustibil și aer ar fi aproape imposibilă, datorită temperaturilor joase (mai ales în timpul iernii). Formarea amestecului pentru pornire se bazează însă pe faptul că benzina este un lichid neomogen, format din hidrocarburi cu volatilități diferite. Produsele ușor volatile din benzină se vaporizează la temperaturi reduse dacă presiunea amestecului este coborîtă sub presiunea mediului ambiant. În acest scop este necesar să se reducă presiunea din camera de amestec a carburatorului (presiunea  $p_{ga}$  din rel. 4.25 \*) și să se mărească cantitatea de fracțiuni ușoare din amestecul de ardere. Aceste deziderate sînt posibile numai prin obturarea conductei de admisiune și prin mărirea exagerată a proporției de benzină în aer. În acest caz, cea mai mare parte din benzină rămîne în faza lichidă, dar o mică parte trece în fază de vapori și formează un amestec omogen, care nu iese din limitele de inflamabilitate. De aceea, pentru regimul de pornire se disting doi coeficienți de dozaj: cel real și cel efectiv. Coeficientul real de dozaj  $\lambda_{real}$  caracterizează concentrația de ansamblu a benzinei în amestec. Astfel, la pornire, amestecul trebuie să fie de 10...15 ori mai bogat decît amestecul preparat pentru regimul nominal, deci  $\lambda_{real} = 0,05...0,10$ . Coeficientul efectiv de dozaj  $\lambda_{ef}$  caracterizează numai proporția vaporilor de combustibil în amestec. Pentru a ușura aprinderea amestecului omogen de pornire, trebuie să se realizeze un dozaj bogat cu  $\lambda_{ef} = 0,6...0,8$ . După pornire, motorul se încălzește, combustibilul introdus în fază lichidă se vaporizează, iar amestecul omogen se îmbogățește de astă dată atît de mult încît iese din limitele de inflamabilitate. De aceea, pe măsură ce motorul se încălzește, trebuie să se micșoreze proporția de combustibil în amestec, trecînd de la dozajul real de pornire la acela de mers în gol, altfel motorul „se înecă” și încetează să funcționeze. Ca o concluzie importantă pentru exploatare rezultă aceea că pornirea repetată a motorului rece duce la creșterea uzurii: benzina care nu s-a vaporizat ajunge în cilindru, se depune pe oglinda lui și spală pelicula de ulei. Totodată, benzina pătrunde în carter, diluează uleiul și impune schimbarea lui frecventă. De aceea se recomandă a se evita pornirea repetată a motorului rece.

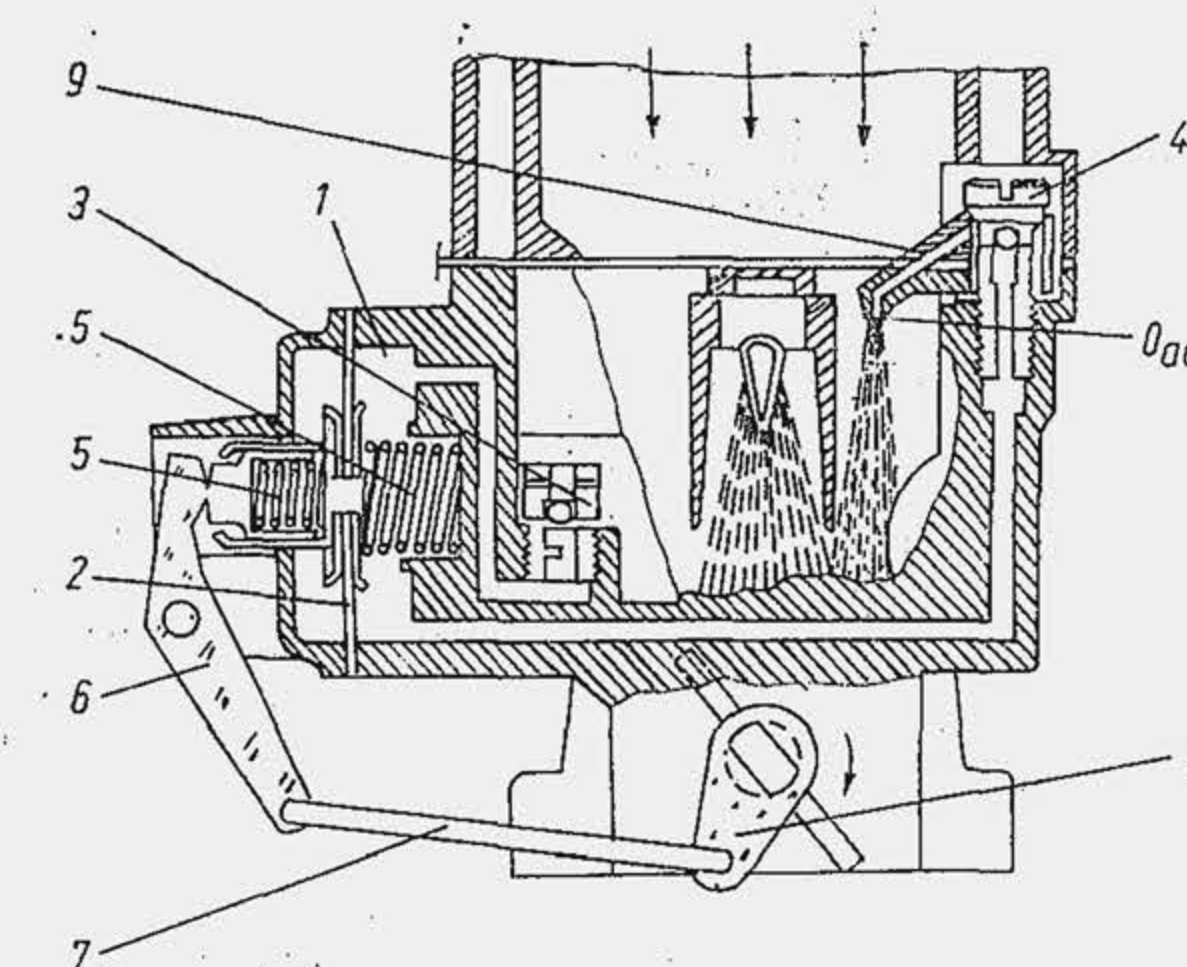


Fig. 17.33. Dispozitivul de accelerare a carburatorului CARFIL 32 IRM cu acționarea mecanică a membranei. 1 — camera dispozitivului; 2 — membrana; 3 — supapa de aspirație cu bilă; 4 — supapa de refulare; 5 — arcuri; 6 — pârghie de comandă; 7 — tirant; 8 — pârghie; 9 — pulverizatorul; 10 — canalul pentru aerul de comandă.



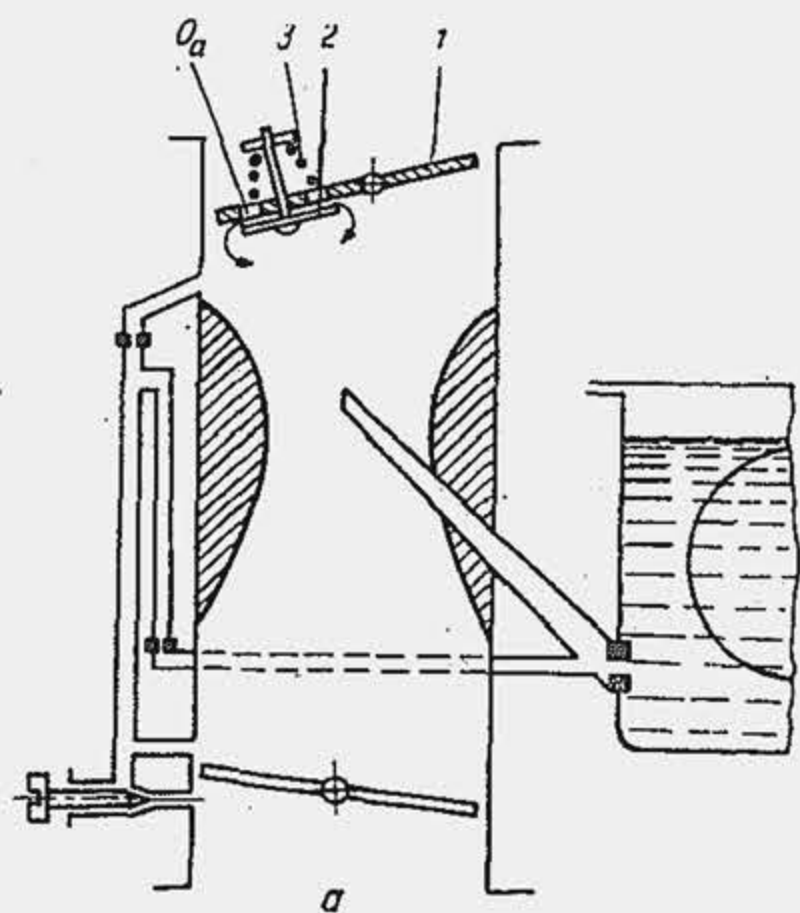
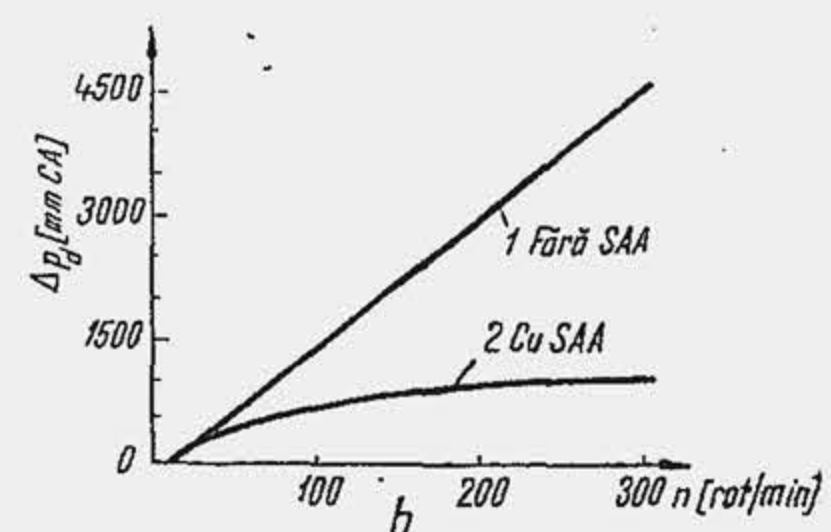


Fig. 17.34. Dispozitiv de pornire cu clapetă.



La pornirea motorului cald, vaporizarea combustibilului se desfășoară relativ ușor; de aceea, pentru această situație nu sînt necesare dispozitive speciale de formare și dozare a amestecului. Dispozitivul de mers în gol răspunde satisfăcător cerințelor pentru pornirea motorului cald. Pentru pornirea motorului rece, este necesar un dispozitiv special de formare a amestecului și de dozare a combustibilului; în unele cazuri un asemenea dispozitiv asigură formarea amestecului independent de carburatorul propriu-zis, de aceea a primit și numele de *carburator auxiliar de pornire* sau *starter*.

*Clapeta de aer* reprezintă un dispozitiv simplu de pornire, care permite folosirea dispozitivului principal al carburatorului pentru pornire. Ea se plasează înaintea difuzorului, între camera de amestec a carburatorului și filtrul de aer (clapeta 1, fig. 17.34, a) și obturează complet admisiunea. Dacă se deschide parțial obturatorul sau clapeta de amestec, atunci depresiunea din cilindru, generată prin deplasarea pistonului se transmite în difuzor și amorsează nu numai dispozitivul principal, ci și dispozitivul de mers în gol și uneori chiar și dispozitivul de putere.

Experiența arată că la închiderea completă a clapetei de aer (clapetă de pornire sau clapetă de șoc), aerul necesar pentru formarea amestecului pătrunde în cilindru în cantitate suficientă prin locurile neetanșe.

*Starterul cu disc* (fig. 17.35, a) este un carburator auxiliar de pornire format din camera 1 în care se formează amestecul pentru pornire. Camera de amestec are trei orificii. Orificiul  $O_c$

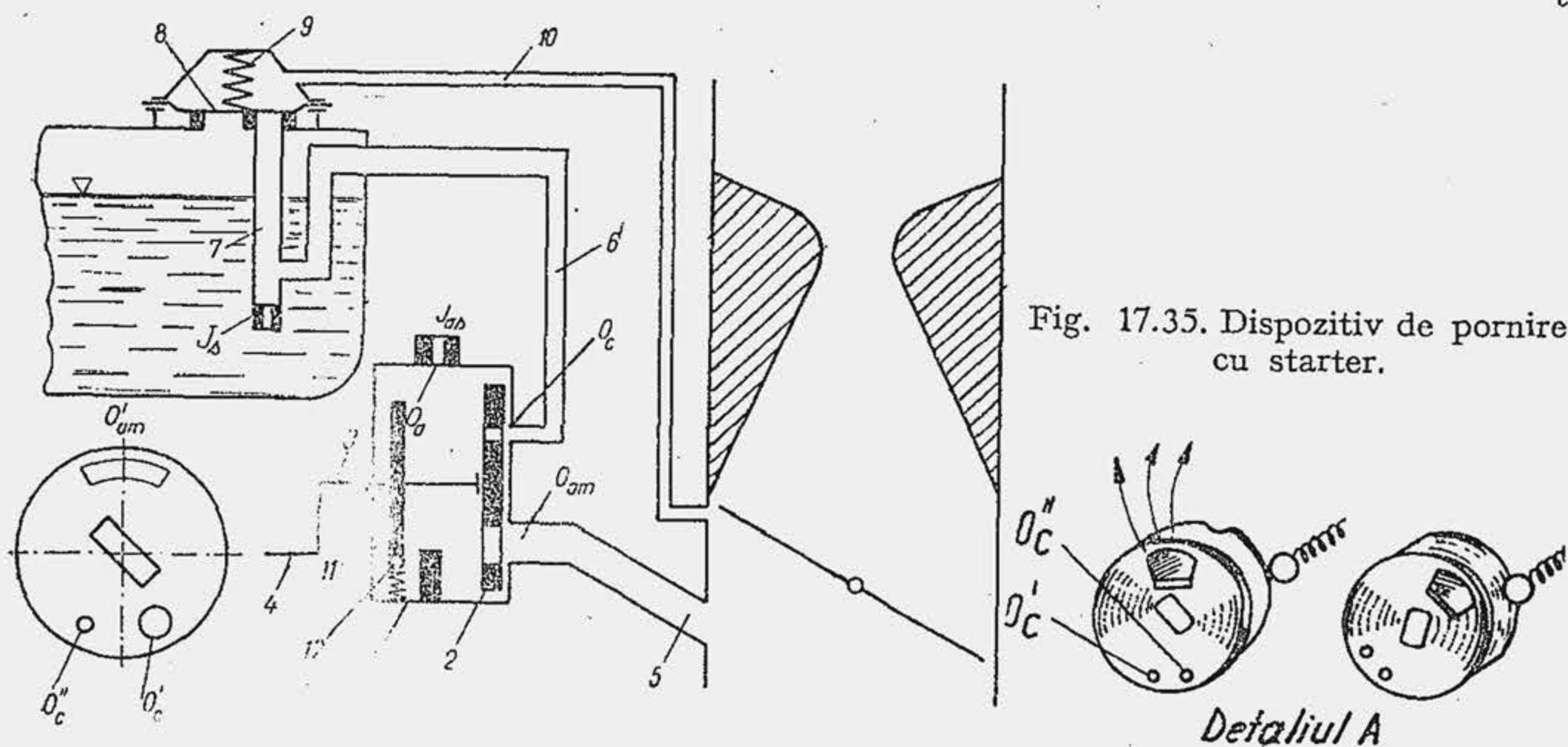


Fig. 17.35. Dispozitiv de pornire cu starter.

servește pentru admisiunea combustibilului în cameră, orificiul  $O_a$  servește pentru admisiunea aerului din mediul ambiant, iar orificiul  $O_{am}$  pentru evacuarea amestecului din camera starterului spre colectorul de admisiune. Orificiile  $O_c$  și  $O_{am}$  sînt controlate de discul 2; orificiul  $O_a$  este controlat de un jiclor de aer  $J_{as}$ . Discul 2, montat pe axul 3 se poate roti cu ajutorul pîrghiei 4, care primește comanda de la un buton situat pe tabloul de bord al automobilului. Pe discul 2 sînt executate orificiile  $O'_c$ ,  $O''_c$  și  $O'_{am}$ . În timpul funcționării, orificiile  $O'_c$  și  $O''_c$  vin pe rînd în dreptul orificiului  $O_c$  al camerei de amestec. Avînd secțiuni diferite, orificiile  $O'_c$  și  $O''_c$  permit accesul unei cantități diferite de combustibil în camera de amestec în funcție de anotimp (orificiul  $O'_c$  este pentru reglajul de iarnă). Orificiul  $O'_{am}$  corespunde, în timpul funcționării starterului, cu orificiul  $O_{am}$  al camerei 1 și controlează cantitatea de amestec care pleacă din starter spre cilindru. Punerea în mișcare a combustibilului și aerului se realizează cu ajutorul depresiunii transmise în camera starterului prin canalul 5 care stabilește legătura cu spațiul din spatele obturatorului. La pornire, obturatorul este în poziție de mers în gol. În camera starterului este o depresiune mai mică decît în spatele obturatorului, controlată de dimensiunile jiclorului de aer. La carburatoarele inversate, obturatorul se află sub CNC de aceea pentru a evita curgerea continuă a combustibilului ca și în cazul dispozitivului de mers în gol, canalul 6 de alimentare cu combustibil a camerei de amestec are forma unui U răsturnat. Alimentarea cu combustibil a starterului se face din puțul starterului 7. Dozarea combustibilului pentru pornire este efectuată de jiclorul de pornire al starterului  $J_s$  — plasat la fundul puțului 7. Discul are trei poziții caracteristice, și anume: deschis complet, cînd se suprapun complet orificiile  $O_{am}$  și  $O'_{am}$  și  $O_c$  cu  $O'_c$ ; deschis parțial, cînd se suprapun complet orificiile  $O_c$  și  $O''_c$  și parțial orificiile  $O_{am}$  cu  $O'_{am}$ ; închis complet, cînd orificiile camerei de amestec sînt obturate de disc; pentru această poziție a discului starterul este scos din funcțiune. Pe axul 3 se montează un al doilea disc 11 cu un locaș periferic în care intră bila 12 care precizează poziția de funcționare cu unul din cele două orificii (detaliul A).

**Trecerea din regimul de pornire în regimul de mers în gol.** Imediat după pornirea motorului amestecul trebuie sărăcit. Dacă dispozitivul de pornire nu este scos prompt din funcțiune este necesară o cantitate suplimentară de aer, care se obține montînd pe clapeta de aer o supapă automată de aer 2 (v. fig. 17.34, a). Supapa controlează orificiile de aer  $O_a$ , executate pe clapeta de aer; supapa este aplicată etanș pe clapeta de aer prin arcul 3 și se deschide întotdeauna spre difuzor. După pornire, depresiunea în spatele clapetei de aer crește foarte mult (fig. 17.34, b — curba 1). Diferența de presiune care lucrează asupra supapei de aer învinge tensiunea inițială a arcului și deschide supapa 2. O cantitate suplimentară de aer pătrunde în difuzor și sărăcește amestecul. Deschiderea supapei automate de aer are și un al doilea efect: reduce sensibil depresiunea din difuzor (curba 2), ceea ce determină o reducere a debitului de combustibil; amestecul sărăcește pentru a doua oară. Odată cu încălzirea motorului, efectele deschiderii supapei 2 devin insuficiente. Pentru ca amestecul să nu se îmbogățească din nou, prin creșterea vitezei de vaporizare a combustibilului, trebuie să se deschidă chiar clapeta de aer. Comanda se realizează manual sau automat. Deschiderea automată a clapetei de aer se realizează simplu montînd excentric axa de rotație (v. fig. 17.34, a). Prin intermediul unui arc clapeta se deschide progresiv odată cu creșterea turației.

În cazul starterului (v. fig. 17.35), canalul de alimentare cu combustibil în formă de U răsturnat nu se alimentează direct din CNC, ci din puțul 7. După pornire, puțul 7 se golește și permite trecerea aerului, care sărăcește amestecul. O soluție asemănătoare este folosită la carburatorul românesc W-211. La unele carburatoare, sărăcirea amestecului este comandată



în raport cu o anumită turație a motorului. În acest scop, puțul 7 este controlat de supapa de aer cu membrana 8, acționată de arcu 9 și de depresiunea din spatele obturatorului, care se transmite prin canalul 10. După pornire, când turația ajunge la o anumită valoare, sub acțiunea depresiunii, supapa de aer se deschide și aerul are acces liber prin puțul 7.

Utilizarea clapetei de aer pentru pornire ridică problema poziției optime a clapetei de amestec în acest regim. Pentru ca depresiunea generată în cilindru motorului prin deplasarea pistonului să se transmită în difuzor, sub clapeta de aer, obturatorul trebuie să fie deschis. Experiența arată că deschiderea completă a obturatorului nu este de dorit, deoarece în difuzor se creează o depresiune prea mare, care amplifică debitul de combustibil, funcționarea motorului nu este economică. Totodată, nici închiderea completă a clapetei de aer nu este de dorit, întrucât aerul fals, aspirat în cilindru în acest caz, este insuficient pentru formarea amestecului. Poziția optimă a clapetelor de aer și amestec se determină prin încercări. Pentru a realiza o poziție intermediară a clapetei de amestec la pornire, aceasta se rotește automat, odată cu închiderea clapetei de aer. Mișcarea celor două clapete este sincronizată de obicei cu ajutorul unui sistem de pîrghii și tije de comandă.

La unele tipuri de carburatoare, comanda clapetei de aer pentru pornire este automatizată. În acest scop se utilizează un dispozitiv de comandă termopneumatic.

### 17.3.6. CARBURATOARE MULTIPLE

Carburatoarele cu mai multe camere de amestec se numesc carburatoare multiple și se răspîndesc în prezent.

Dacă la turația de putere maximă  $n_p$ , viteza în difuzor nu depășește 80...100 m/s pulverizarea și umplerea sînt satisfăcătoare și se obține o performanță bună de putere (fig. 17.36, curba 1). În schimb, la turația  $n_M$  și sarcina totală, viteza aerului prin difuzor scade, pulverizarea e compromisă, performanța de moment este nesatisfăcătoare, curba 1'. Dacă se micșorează secțiunea difuzorului și se asigură viteze mari de curgere la turația  $n_M$ , se obține o performanță bună de moment, curba 2' dar se reduce performanța de putere, curba 2, din cauza pierderilor gazodinamice. Curbele 3 și 3' reprezintă cazul ideal, dacă diametrul difuzorului ar fi variabil, deziderat încă nerealizabil sub aspectul fiabilității. Aceeași cerință apare

cînd se compară funcționarea la sarcini reduse și la sarcină totală. La închiderea obturatorului scade viteza în difuzor, se înrăutățește pulverizarea, crește consumul specific de combustibil.

Soluția problemei a fost găsită prin construcția unui carburator cu două camere de amestec, care intră succesiv în acțiune. La sarcini mari, suma secțiunilor difuzoarelor celor două camere de amestec este astfel determinată încît să se obțină viteze moderate în difuzor, care să asigure o umplere eficientă și o performanță de putere maximă. La sarcini și turații reduse, una dintre camere este scoasă din funcțiune prin obturarea admisiei. Curentul de aer trece de astă dată printr-un

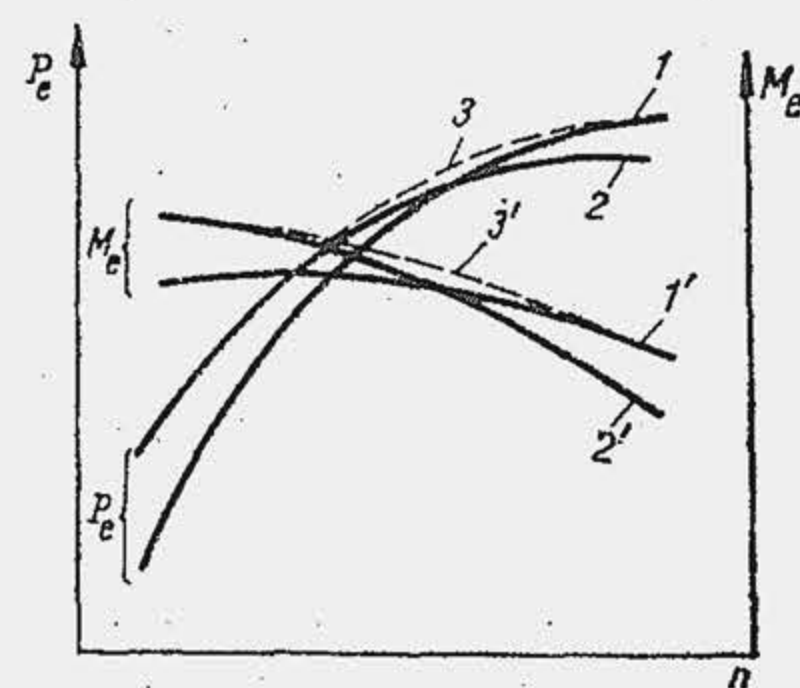


Fig. 17.36. Caracteristici de putere și moment.

singur difuzor, a cărui secțiune este evident jumătate din secțiunea de trecere, utilizată în regim nominal. Ca urmare viteza curentului se menține la un nivel ridicat, ceea ce asigură pulverizarea corespunzătoare.

Carburatoarele cu două camere de amestec care intră succesiv în funcțiune se numesc *carburatoare multiple în trepte*. Camera de amestec care funcționează în toate regimurile se numește *treaptă primară*, iar cea care intră în funcțiune numai la sarcini sporite, peste 60...70% din sarcina maximă, se numește *treaptă secundară*.

După cum s-a arătat (v. par. 5.5.3), un spor de putere, economicitate și durabilitate se poate obține la motoarele moderne prin mărirea gradului de uniformitate a dozajului între cilindri. Experiența a arătat că o sursă importantă de reducere a gradului de neuniformitate a amestecului o constituie perfecționarea carburatorului. Pentru motoarele fabricate în serie s-a dovedit eficiență soluția de carburator cu mai multe camere de amestec, care lucrează în paralel. Acestea se numesc *carburatoare multiple în paralel*. De fapt, aceasta reprezintă o soluție practică de a înlocui mai multe carburatoare cu unul singur, dar cu mai multe camere, fiecare dintre camere alimentînd independent un număr de cilindri. Curentul de aer pătrunde printr-o conductă unică, iar în carburator se divizează în mai multe ramificații. Experiența arată că utilizînd un carburator cu două camere de amestec în loc de una, puterea motorului poate crește cu 6...9%. Dacă se utilizează patru camere, se obține o creștere suplimentară de putere de circa 8%. Carburatoarele cu două camere de amestec se folosesc în special pentru motoarele cu șase și opt cilindri, la care apar perioade mari de suprapunere a admisiei între cilindri.

În fine se remarcă și soluția de carburatoare mixte cu mai multe camere care lucrează în trepte și în paralel. În acest caz cîte un grup de cilindri se alimentează de cîte două camere de amestec, care lucrează în trepte.

La carburatoarele multiple la care camerele de amestec lucrează în paralel, comanda obturatorilor se sincronizează astfel încît acestea se deschid simultan. La carburatoarele multiple la care camerele de amestec lucrează în trepte trebuie prevăzute dispozitive speciale de sincronizare, care asigură intrarea în funcțiune a treptei secundare, cu întîrziere față de treapta primară. Deschiderea clapetei de amestec din dreapta secundară poate fi comandată mecanic sau pneumatic. Comanda mecanică se realizează printr-un sistem de pîrghii sau printr-un sistem de sectoare dințate.

Comanda pneumatică se realizează printr-un dispozitiv special cu membrană (fig. 17.37). Camera 1 a dispozitivului este divizată în două de membrana 2. În camera  $C_1$  acționează presiunea atmosferică, iar în camera  $C_2$ , presiunea din secțiunea minimă a difuzorului din treapta primară. Tija 3 legată rigid cu membrana, comandă deschiderea clapetei de amestec din treapta secundară prin pîrghia 4, fixată pe axul 5 al clapetei 8. Sub

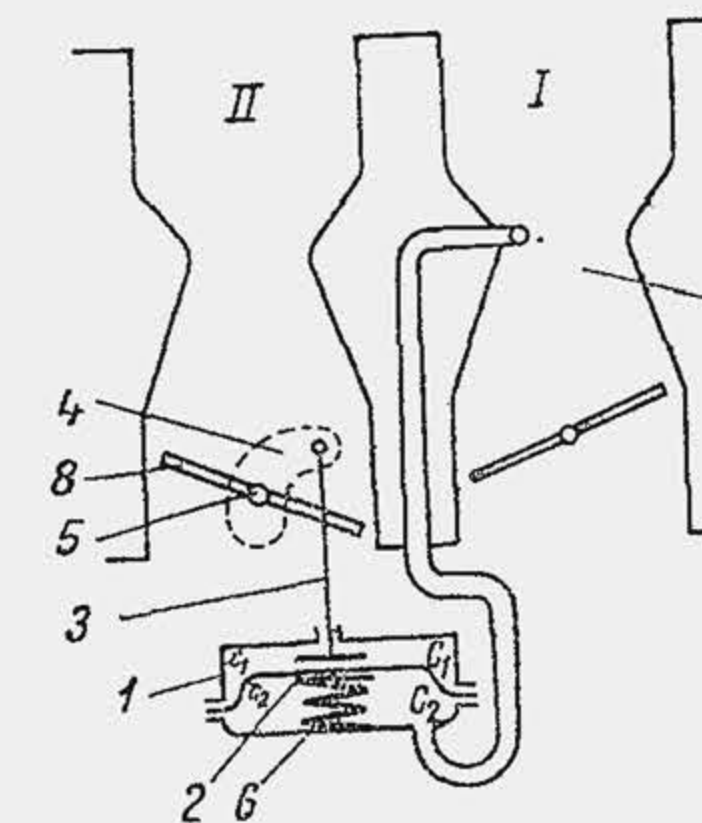


Fig. 17.37. Dispozitiv de comandă pneumatică a obturatorului din treapta secundară.



acțiunea arcului 6 membrana este deplasată la maxim către camera  $C_1$ , astfel încât rotește clapeta de amestec în poziția închis. Când clapeta de amestec din treapta primară I se deschide, la o anumită valoare a depresiunii în difuzorul 7, asupra membranei lucrează o forță care comprimă arcul și deschide clapeta din treapta secundară II. Avantajul dispozitivelor pneumatice constă în aceea că transmit comanda de intrare în funcțiune a treptei secundare, în funcție de depresiune, adică în raport și cu sarcina și cu turația motorului.

### 17.3.7. LIMITATOARE DE TURĂȚIE

În exploatare, motoarele de automobil pot depăși ușor turația maximă pentru care au fost proiectate și totodată viteza maximă de înaintare. Posibilitatea este mai mare la motoarele care echipează autobuze și autocamioane, din cauza rezervei mari de putere la deplasarea fără sarcină utilă. Pentru motoarele din această categorie se cere și o durabilitate și economicitate sporite. Din aceste motive, depășirea turației maxime la motoarele care echipează autocamioane și autobuze nu este de dorit; acestea sînt prevăzute aproape întotdeauna cu dispozitive care limitează turația maximă, denumite limitatoare de turație. Limitatoarele de turație se întîlnesc rar pe motoarele de turisme.

Principial, limitatorul de turație trebuie să asigure, la depășirea turației maxime, o reducere a cantității de fluid proaspăt care pătrunde în cilindru, ceea ce se obține prin comanda automată de închidere a obturatorului. Comanda automată este mecanică, pneumatică, mixtă. S-au răspîndit ultimele două tipuri de comenzi. Obturatorul are o construcție specială (fig. 17.38, a). El se montează excentric. Pe aripioara mai mare (a) se prelucrează teșitura 7,

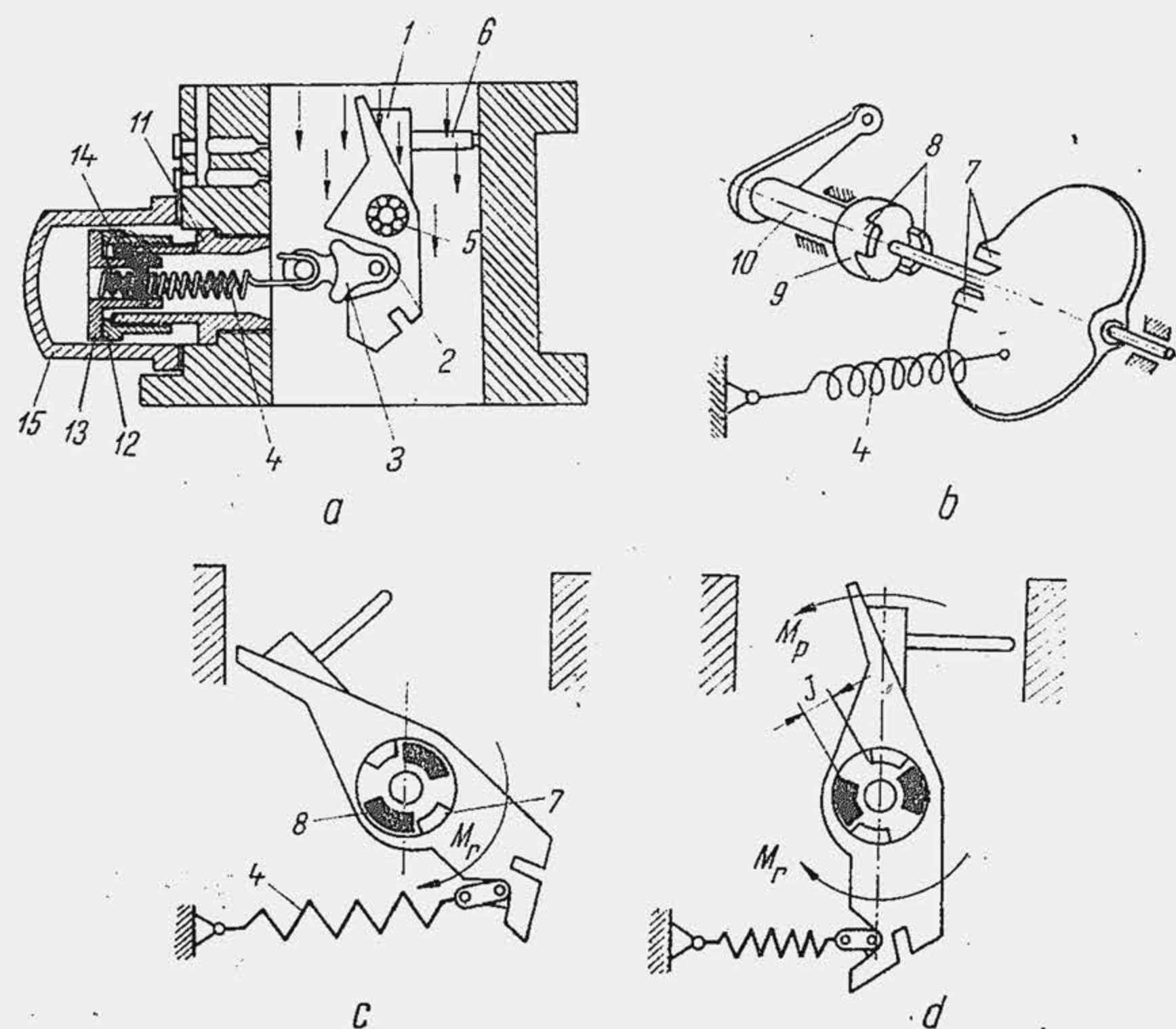


Fig. 17.38. Limitator de turație cu clapetă de amestec.

iar pe aripioara mai mică se execută locașul 2, în care se montează pîrghia 3, de care se prinde un capăt al arcului 4. Clapeta de amestec se montează liber pe ax. Pentru a reduce frecarea, de obicei, se utilizează un rulment cu ace 5. Pe aripioara mai mare se montează opritorul 6, care la deschiderea maximă a clapetei se sprijină pe peretele carburatorului. Pe clapeta de amestec sînt executate, de asemenea, două reazeme 7 (b și c) care se îmbină cu proeminențele 8, prevăzute pe mufa 9, prelucrată pe axul de rotație 10. În partea laterală a carburatorului, ceva mai jos de axul clapetei de amestec, este așezată bușa 11 a limitatorului de turație, filetată la ambele capete. Un capăt se îmbină în corpul carburatorului, celălalt capăt este liber. Pe partea exterioară a capătului liber se montează piulița de reglare 12, iar la partea inferioară a capătului liber se introduce bușa de reglare 13. Bușa de reglare este prevăzută cu un prag care se reazemă pe piulița de reglare. În interiorul bușei de reglare se prevăd mai multe orificii în care se introduce știftul 14, care fixează al doilea capăt al arcului 4. Dispozitivul se închide etanș cu capacul 15, pentru a preveni pătrunderea aerului fals în carburator. La mers în gol, axul clapetei de amestec este adus în poziția de mers în gol (c), iar proeminențele 8 atacă reazemele 7, rotind clapeta pînă la poziția de mers în gol. Arcul 4 este întins la maximum. La intrarea motorului în sarcină, axul obturatorului se rotește în sensul acelor unui ceasornic, eliberînd reazemele 7. Datorită tensiunii arcului, asupra obturatorului acționează momentul  $M_r$ , care rotește clapeta în același sens cu axul. Mișcarea de rotație a clapetei urmărește mișcarea de rotație a axului, deoarece reazemele 7 se sprijină pe proeminențele 8. La plină sarcină obturatorul este complet deschis (d). Asupra teșiturii acționează presiunea dinamică a curentului de aer. Aceasta dă naștere unei forțe care produce momentul  $M_p$  și care tinde să rotească clapeta în sensul invers acelor unui ceasornic, ceea ce nu se poate realiza din cauza momentului  $M_r$ . Turația la care cele două momente sînt egale ( $M_p = M_r$ ) reprezintă turația limită a motorului la care intră în funcțiune limitatorul. Dacă turația crește în continuare, momentul  $M_p$  devine mai mare decît momentul  $M_r$ , astfel încît obturatorul fiind liber pe ax începe să se rotească în sensul invers acelor unui ceasornic, obturînd treptat admisiunea. Pentru ca obturatorul să se poată roti, astfel, între proeminențele 8 și reazemele 7 se prevede jocul  $j(d)$ , suficient de mare pentru a permite închiderea completă a obturatorului.

Turația limită se poate regla, modificînd tensiunea arcului, ceea ce se poate face fie prin deplasarea axială a piuliței de reglare 12, fie prin modificarea numărului de spire active ale arcului, deplasînd știftul 14 în găurile executate în bușa de reglare.

Comanda mixtă asigură o mare precizie a turației limită, deoarece momentul de intrare în acțiune a limitatorului este precizat de forța centrifugă. Această soluție înlătură dezavantajele comenzii pneumatice determinate de reducerea presiunii mediului înconjurător, a presiunii din avalul filtrului de aer (din cauza îmbîcsirii) sau a creșterii forțelor de frecare dintre piesele în mișcare (din cauza ungerii insuficiente) care amplifică turația limită fixată de uzină. Comanda mixtă cuprinde două unități distincte, și anume: mecanismul de control, care comandă intrarea în funcțiune a limitatorului sub acțiunea forțelor centrifuge, și mecanismul pneumatic, care comandă rotirea obturatorului (fig. 17.39, a). Mecanismul de control este format din rotorul 1, în interiorul căruia este montată supapa de reglare 2, legată de arcul 3. Un capăt al arcului este fixat în șurubul de reglare 4. Camera arcului comunică cu mediul ambiant sau cu spațiul din spatele filtrului de aer, prin conducta de aer 5. Prin orificiul  $O_1$ , controlat de supapă, canalul 6, executat în corpul rotorului, și conducta 7 se stabilește legătura dintre camera rotorului și camera mecanismului pneumatic. Pentru a simplifica transmiterea mișcării, mecanismul de control face de obicei corp comun cu distribuitorul



Orificii calibrate pentru carburatoare folosite în România

Autovehiculul	Tipul carburatorului	D	$J_p$	$J_{ap}$	$J_{mg}$	$J_{amg}$	$O_{ac}$	$J_P$
SR-131	K 211	27(4)	100(2)	70(2)	75(2)	—	60(2)	100(2)
SR-131	W 211 A	28(2)	120(2)	150(2)	55(2)	160(2)	80(2)	75(2)
ARO-L-25	W 207 A	32(2)	130(2)	280(2)	55(2)	125(2)	60(2)	—
Dacia 1300	Solex 32 EISA	24	147	170	45	—	35	50
Dacia 1300	32 IRM	25,5	145	155	52	—	40	—

D — difuzorul (se indică diametrul minim, în mm); J — jiclor cu indicii definiți în cadrul capitolului (se indică diametrul în sutimi de mm; cifrele din paranteză arată numărul de bucăți); O — orificiul pulverizatorului pompei de accelerare (în sutimi de mm).

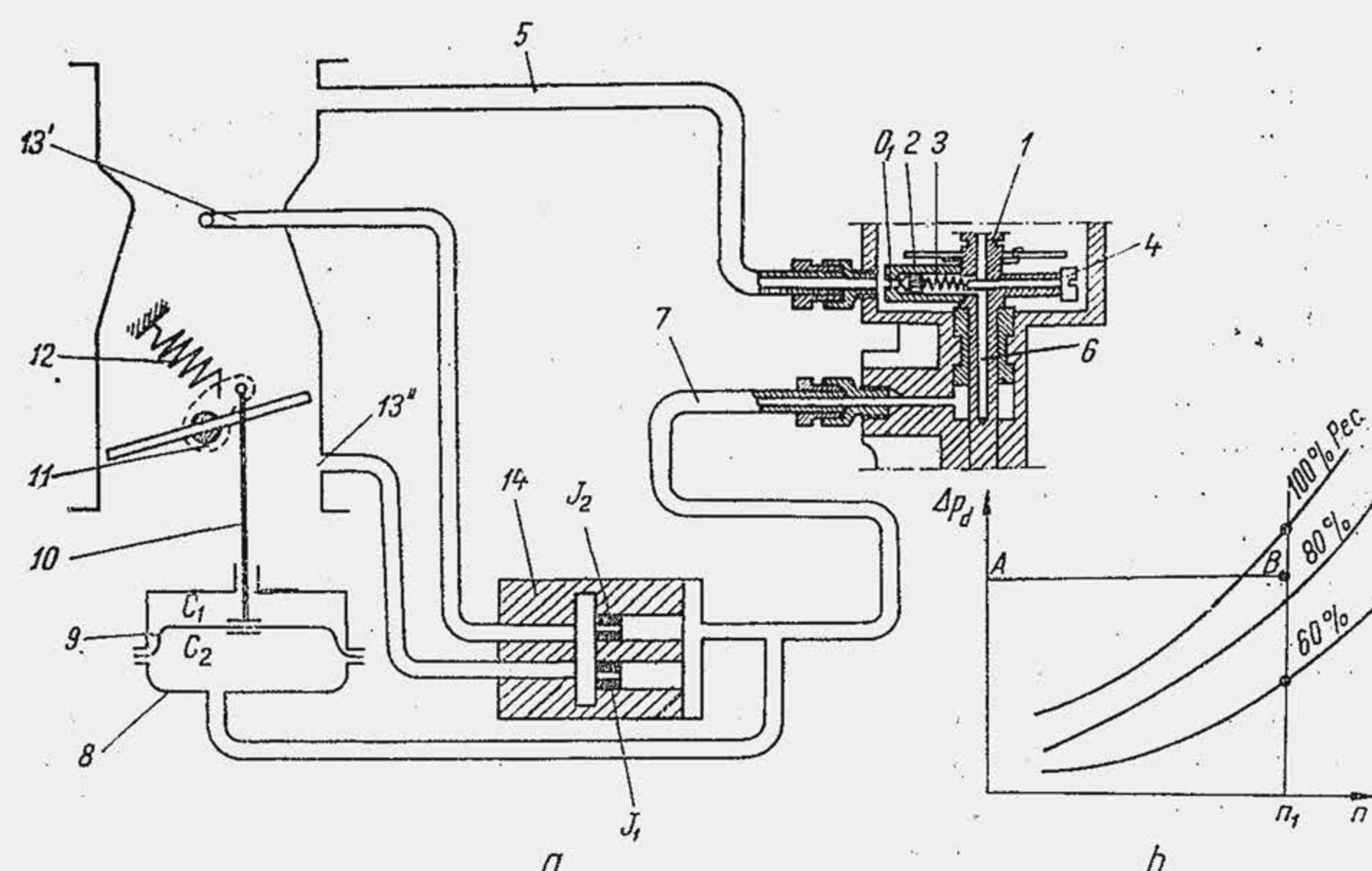


Fig. 17.39. Limitator de turație cu comandă mixtă.

de aprindere. Mecanismul pneumatic este format din camera 8, împărțită în două compartimente,  $C_1$  și  $C_2$ , de membrana 9; compartimentul  $C_1$  comunică cu mediul ambiant, iar compartimentul  $C_2$ , cu canalul executat în rotorul mecanismului de control.

Membrana este legată rigid de tija 10, articulată cu pîrghia 11, fixată pe axul obturatorului. Arcul 12 este fixat cu un capăt pe pîrghia 11 și cu celălalt pe carburator. Asupra membranei 9 lucrează depresiunea din camera de amestec. În acest scop se utilizează două prize de presiune: 13' plasată în secțiunea minimă a difuzorului și 13'' — în spatele obturatorului. În corpul 14 cele două prize se întîlnesc, iar depresiunea se transmite atât asupra membranei cît și în corpul distribuitorului de aprindere, prin jicloarele  $J_1$  și  $J_2$  de egalizare a presiunii. La sarcini mici, depresiunea este mare în spatele obturatorului și este mică în difuzor; la sarcini mai mari, situația este opusă. Cele două prize, comunicînd între ele, asigură o presiune aproape constantă în timpul funcționării.

Limitatorul de turație funcționează astfel. Obturatorul este complet deschis cînd supapa de reglare 2 este deschisă și asupra membranei 9 se transmite presiunea din conducta de aer. Dacă turația depășește valoarea admisă, supapa de reglare se așază pe scaun, sub acțiunea forței centrifuge, care învinge tensiunea arcului 3. Comunicăția cu mediul ambiant fiind întreruptă, prin prizele de presiune 13' și 13'' se transmite asupra membranei presiunea din camera de amestec, mai mică decît presiunea mediului ambiant; asupra membranei acționează o forță care deplasează membrana în jos și rotește obturatorul împotriva tensiunii arcului 12. Pentru ca intrarea în acțiune a dispozitivului să depindă numai de turația limită  $n_1(b)$ , asupra membranei trebuie să lucreze o depresiune constantă (dreapta AB), ceea ce se obține utilizînd cele două prize de presiune, care asigură o mare stabilitate în funcționarea dispozitivului, independent de sarcina motorului.

### 17.3.8. ORIFICII CALIBRATE PENTRU CARBURATOARE

Din motive de simplitate, carburatorul nu este echipat întotdeauna cu toate cele cinci dispozitive. Cînd este complet, un carburator are cinci jiclori de combustibil și trei jiclori de aer care deserveșc: 1) dispozitivul principal

(cu jiclorul de combustibil  $J_p$  și jiclorul de aer  $J_{ap}$ ); 2) dispozitivul de mers în gol (cu jiclorul de combustibil  $J_{mg}$  și jiclorul de aer  $J_{amg}$ ); 3) dispozitivul de putere (cu jiclorul de combustibil  $J_P$ ); 4) dispozitivul de accelerare (cu jiclorul de combustibil  $J_{ac}$  sau cu orificiul calibrat al pulverizatorului  $O_{ac}$ ); 5) dispozitivul de pornire de tip starter (cu jiclorul de combustibil  $J_s$  și jiclorul de aer  $J_{as}$ ). Pentru carburatoarele fabricate în România se indică în tabela 17.1, dimensiunile difuzorului (în mm), jicloarelor și orificiului  $O_{ac}$  (în sutimi de milimetri). S-a adăugat carburatorul SOLEX 32, folosit inițial pe motorul turismului Dacia 1300 și carburatorul K 211, folosit inițial pe motorul SR-211.

### 17.3.9. CORECTOR ALTIMETRIC

Funcționarea la altitudine produce îmbogățirea amestecului. Din relația (17.5) rezultă că debitul de aer prin difuzor este la nivelul mării,  $\dot{m}_{a0} \sim \sqrt{\rho_0 \Delta p_a}$  sau, la altitudinea  $H$ ,  $\dot{m}_{aH} \sim \sqrt{\rho_H \Delta p_a}$ , deoarece depresiunea  $\Delta p_a$  rămîne invariabilă. Prin urmare  $\dot{m}_{aH} = \dot{m}_{a0} \sqrt{\rho_H / \rho_0}$ , sau neglijînd efectul temperaturii  $\dot{m}_{aH} = \dot{m}_{a0} \sqrt{p_H / p_0}$ . Întrucît  $p_H$  scade cu altitudinea (v. fig. 2.30) rezultă că  $\dot{m}_{aH}$  se micșorează. Din relația (17.14') rezultă că debitul de combustibil este  $\dot{m}_c \sim \sqrt{\rho_c \Delta p_a}$ , adică rămîne invariabil cu altitudinea. Se apreciază că amestecul se îmbogățeste aproximativ cu 6...7% pentru fiecare 1 000 m altitudine. Îmbogățirea excesivă a amestecului compromite funcționarea normală a motorului, de aceea s-au elaborat dispozitive de corecție a dozajului cu altitudinea. Ele sărăcesc amestecul, fie măbind debitul de aer, fie micșorînd debitul de combustibil. Dispozitivele se fixează pe carburator, sînt acționate manual (pentru simplitate constructivă) sau automat (de către o capsulă barometrică). Prin deplasarea manuală a supapei 1 (fig. 17.40, a) se alimentează camera de amestec cu aer suplimentar, care ocolește difuzorul. Se fixează pe carburator capsula barometrică 2 cu acul 3 (b) care modifică secțiunea jiclorului principal și reduce doza de combustibil.



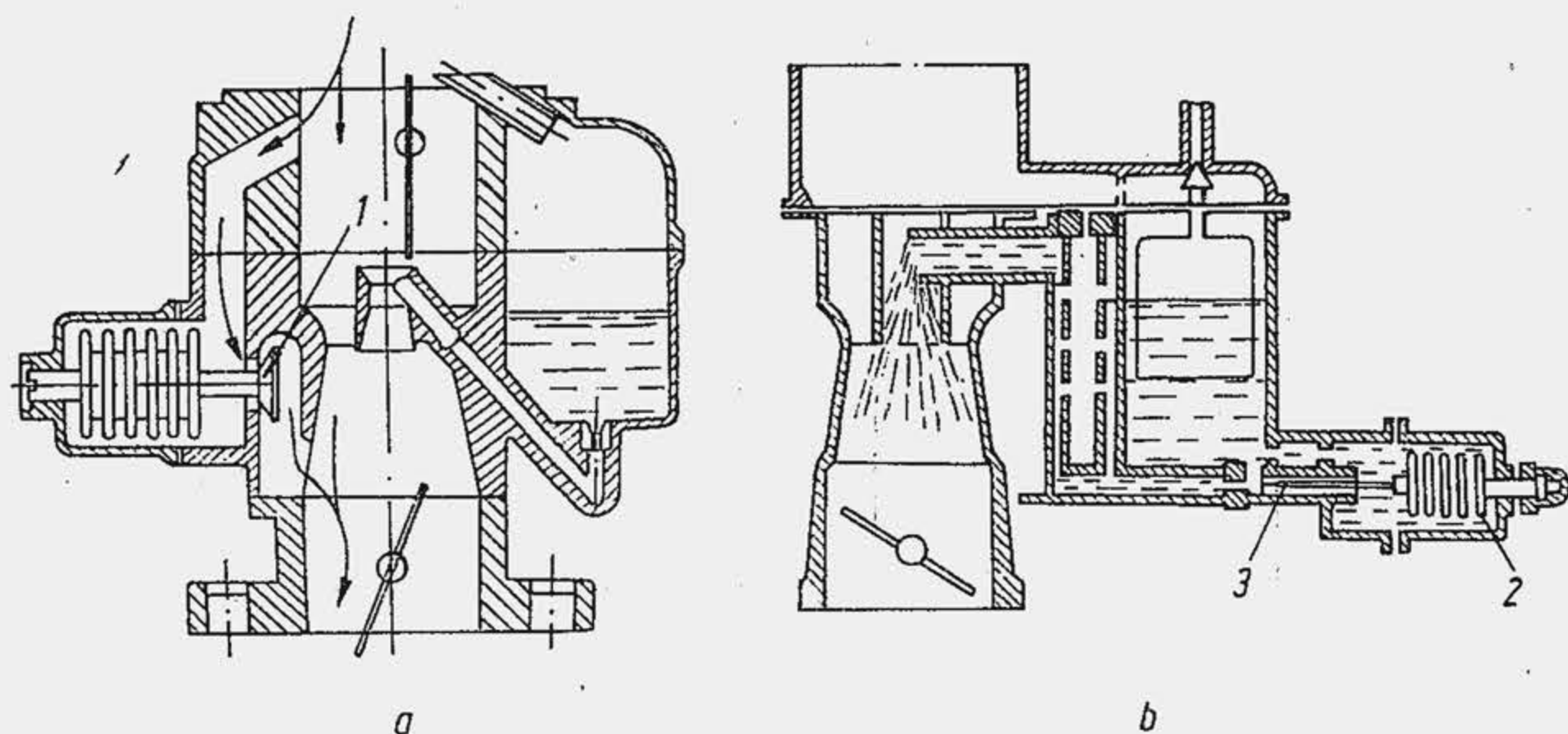


Fig. 17.40. Corector altimetric.

### 17.3.10. DISPOZITIV DE PREVENIRE A GIVRAJULUI

Fenomenul de givraj constă în depunerea de gheață pe difuzorul, obturatorul sau pulverizatorul carburatorului (fig. 17.41). Givrajul se formează când temperatura mediului ambiant variază între 4...12°C iar aerul are o umiditate relativă ridicată, 60...100%. Evaporarea benzinei, intensificată în spatele obturatorului de presiunea redusă, răcește amestecul cu 15...20°C, ceea ce reduce temperatura pereților camerei de amestec, sub temperatura mediului ambiant, deci sub 0°C. Picăturile de apă din aer se transformă în gheață, care reduce secțiunea de trecere a amestecului; puterea motorului se micșorează iar la sarcini reduse sau mers în gol, motorul se oprește. Funcționarea se reia după 2...3 minute, când gheața se topește prin încălzirea carburatorului în contact cu motorul cald. Givrajul nu se produce când temperatura mediului scade sub 0°C, deoarece în acest caz, umiditatea aerului este foarte mică. Pentru a preveni givrajul, se prevede un circuit de apă caldă, care încălzește camera de amestec, mai ales în dreptul orificiilor de mers în gol și de repriză; soluția este adoptată pe carburatorul CARFIL 32 IRM (fig. 17.28, b.)

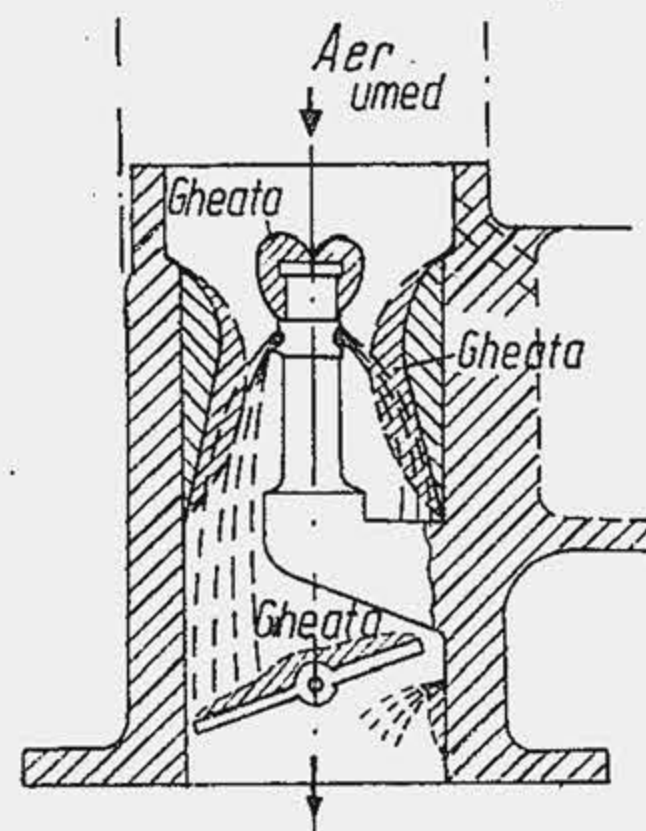


Fig. 17.41. Fenomenul de givraj.

### 17.4. CARBURATOARELE W—211 ȘI W—207 FABRICATE ÎN ROMÂNIA

Uzina de carburatoare din Brașov construiește după licența Weber mai multe carburatoare destinate motoarelor SR—207, SR—211 și motorului turismului Dacia 1300.

Carburatorul W 211 este construit din două părți: corpul clapetei de aer 12 și corpul principal 13 (fig. 17.42). În general se confecționează prin turnare sub presiune din aliaj

pe bază de zinc, de exemplu ZTA14 (STAS 6925/2—77). Corpul clapetei de aer conține clapeta de aer pentru pornire 1, racordul 2 pentru alimentarea cu combustibil, filtrul cu sită 3, supapa-ac 4 și plutitoarele 5. Carburatorul este prevăzut cu două plutitoare, legate rigid cu o tijă. Corpul principal conține două camere de amestec care lucrează în paralel fiecare din ele alimentând jumătate din numărul cilindrilor motorului (la motorul SR—211 câte patru cilindri, iar la motorul SR—207 câte doi cilindri); în fiecare cameră de amestec se găsesc două difuzoare concentrice 6 și 7 și clapeta de amestec 8. Clapetele de amestec sînt fixate fiecare pe un ax independent. Mișcarea de comandă se transmite numai unuia dintre axe; cel de-al doilea ax primește mișcarea printr-un angrenaj format din două sectoare dințate 9(b). Corpul principal conține, de asemenea, camera de nivel constant 10, în interiorul căreia se află blocul jicloarelor 11. Carburatorul este astfel construit încît accesul la jicloarele de combustibil, pentru dispozitivul principal și de mers în gol, se face prin corpul clapetei de aer; în felul acesta nu mai este necesară demontarea camerei de nivel constant, care în exploatare reprezintă o operație incomodă.

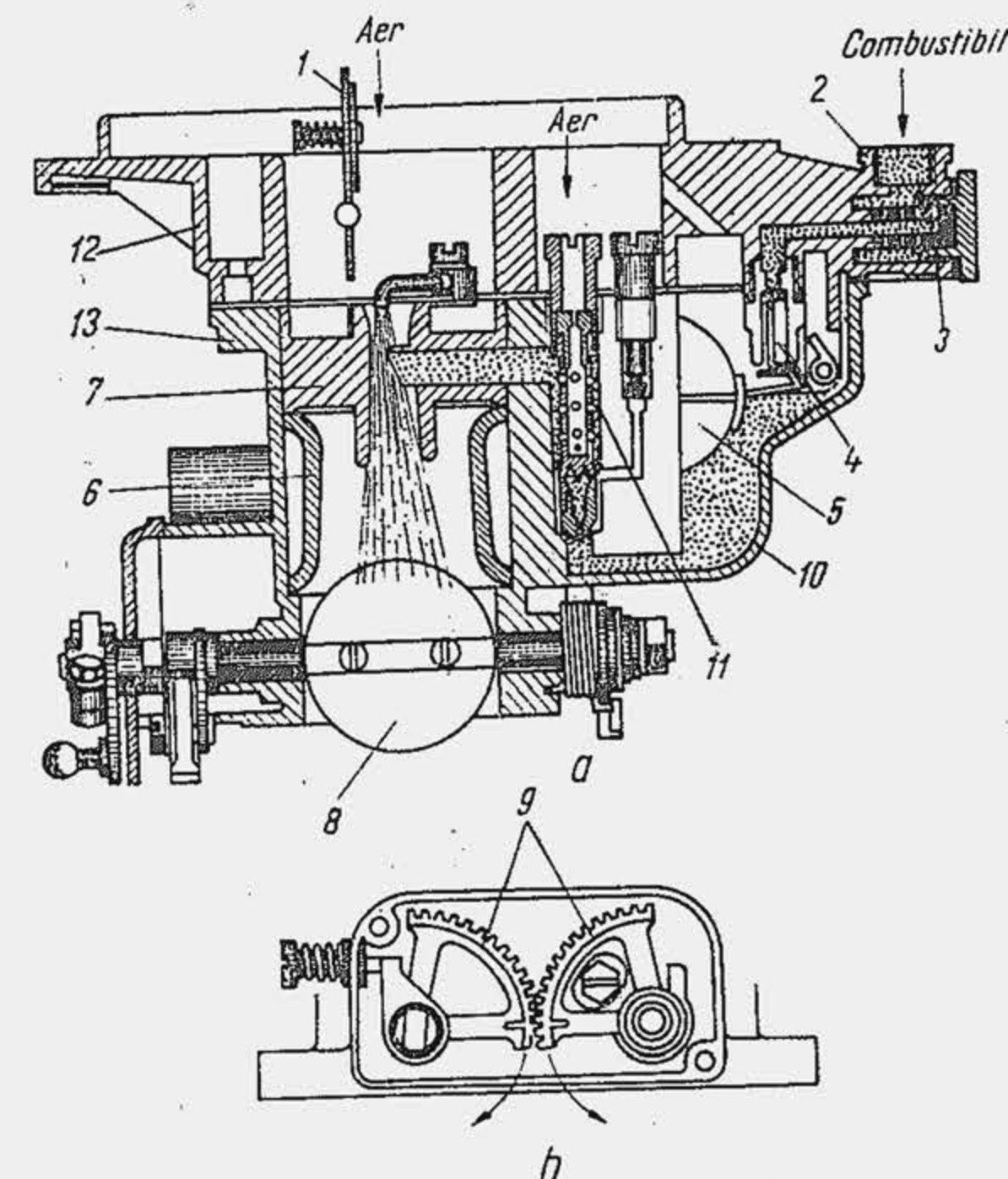


Fig. 17.42. Secțiune prin carburatorul W-211 al motorului SR-211.

Carburatorul este prevăzut cu cinci dispozitive de corecție. Schema de principiu a carburatorului este prezentată în figura (17.43). Dispozitivul principal de dozare este un dispozitiv cu frinare pneumatică. În puțul 1 din blocul jicloarelor se află tubul de emulsie 2, prevăzut la partea inferioară cu jiclorul principal  $J_p$ . Aerul și combustibilul pătrund central prin tubul de emulsie, dar emulsionarea are loc la exteriorul lui; prin canalul 3, emulsia ajunge în difuzorul mic.

Dispozitivul de pornire este format din clapeta de aer 4, fixată asimetric pe axul 5. După pornire, clapeta nu se poate deschide automat; de aceea, aceasta este prevăzută cu supapa automată de aer 6, care obturează trei orificii 7, executate în clapeta de aer; supapa este menținută pe scaun de arcul 8, care se reazemă cu un capăt pe coada 9 a supapei. Un sistem obișnuit de pîrghii face legătura între clapeta de aer și clapeta de amestec, astfel încît la pornire, când clapeta de aer se închide, clapeta de amestec se deschide parțial.

Dispozitivul de mers în gol și sarcini mici este format din jiclorul de mers în gol  $J_{mg}$  introdus în puțul 10, care comunică cu puțul principal prin canalul 11, iar cu tubul de mers în gol 12, prin canalul înclinat 13. Astfel, alimentarea dispozitivului de mers în gol se face în gol 12, prin canalul înclinat 13. Astfel, alimentarea dispozitivului de mers în gol se face în gol 12, prin canalul înclinat 13. La partea superioară a tubului 12 se află jiclorul de aer 14. Tubul de mers în gol comunică prin orificiul 15, controlat de șurubul de reglare 16, cu spațiul din spatele obturatorului. Pentru regimul sarcinilor mici și repriză, camera de amestec se alimentează cu emulsie prin orificiile 17 și 18, aflate în dreptul muchiei clapetei de amestec.



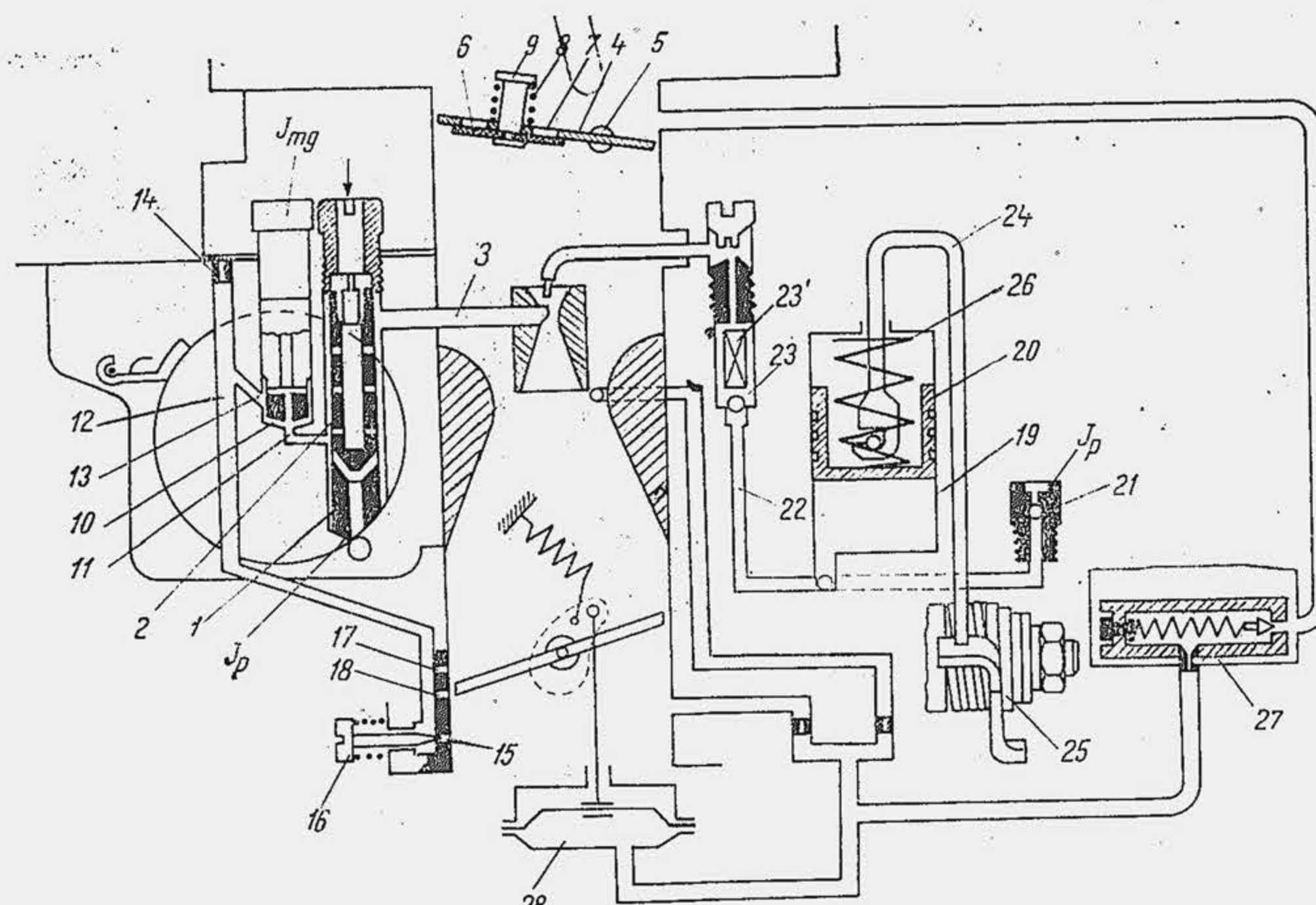


Fig. 17.43. Schema funcțională a carburatorului W-211.

Pompa de accelerare, de tipul cu piston cu comandă mecanică, este formată din cilindrul 19, în interiorul căruia se deplasează pistonul 20. Cilindrul comunică cu camera de nivel constant prin jiclorul  $J_p$ , în interiorul căruia se găsește supapa de încărcare cu bilă 21. Combustibilul este refulat în camera de amestec prin canalul 22, în interiorul căruia se află supapele de descărcare cu ac și bielă 23 și 23'; canalul 22 ajunge în secțiunea minimă a difuzorului mic și este prevăzut la capăt cu un orificiu calibrat. Prin pîrghia 24 pistonul primește mișcarea de la pîrghia 25 fixată pe axul clapetei de amestec. În interiorul cilindrului se găsește arcul 26 care se reazemă cu un capăt pe piston. Când clapeta este închisă, pistonul este deplasat de pîrghia 24 în sus și comprimă arcul. Cursa activă se efectuează sub acțiunea arcului, când clapeta de amestec se deschide.

Dispozitivul de putere propriu-zis lipsește, dar acțiunea lui este îndeplinită de pompa de accelerare. Întrucît țeava 22 ajunge în secțiunea minimă a difuzorului mic, în acesta se exercită o depresiune importantă. Când clapeta de amestec este complet deschisă, depresiunea este atît de mare încît deschide supapa 23 și se transmite asupra jiclorului  $J_p$ ; astfel se produce îmbogățirea amestecului.

Limitatorul de turație este identic cu cel din figura 17.39 și se compune din mecanismul de control 27 și mecanismul pneumatic 28.

## 17.5. CARBURATORUL SOLEX 40 RAIP

Carburatorul Solex 40 RAIP cuprinde practic toate dispozitivele menționate (fig. 17.44).

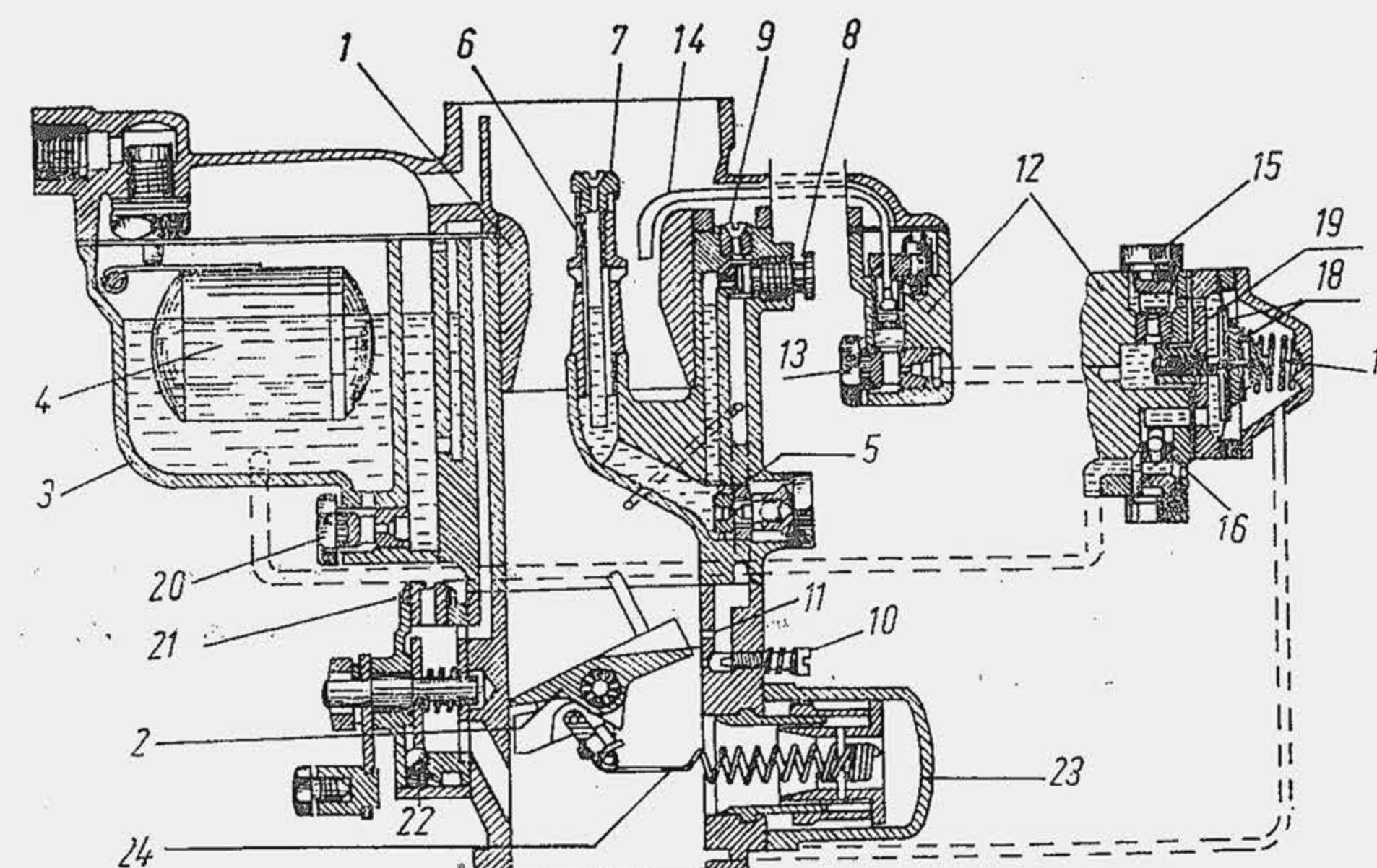


Fig. 17.44. Carburatorul Solex 40 RAIP:

1 — difuzor (30 mm); 2 — obturator; 3 — CNC; 4 — plutitor; (21 g); 5 — jiclor principal (155/100 mm); 5\* — suportul jiclorului 5; 6 — tub de emulsie; 7 — jiclor de aer (200/100 mm); 8 — jiclor de ralanti (55/100 mm); 9 — jiclor de aer pentru ralanti (100/100 mm); 10 — șurub de reglaj al compoziției; 11 — orificiu de repriză; 12 — pompă de accelerare cu comandă pneumatică și dispozitiv de putere; 13 — jiclorul pompei de accelerare (70/100 mm); 14 — pulverizatorul pompei; 15 — jiclor de putere; 16 — supapă cu bilă; 17 — arcul pompei; 18 — membrană; 19 — supapă; 20 — jiclorul starterului (140/100 mm); 21 — jiclorul de aer al starterului (6 mm); 22 — bila discului; 23 — limitatorul de turație; 24 — arcul limitatorului.

## BIBLIOGRAFIE

1. Aramă, C., Dudaș, T., Grünwald, B., Manole, A. *Instalații pentru alimentarea cu combustibil a motoarelor cu ardere internă*. București, Edit. tehnică, 1966.
2. Brebenel, A., Mondir, C. și Fărcașu, I. *Autoturismul Dacia 1300*. București, Edit. tehnică, 1975.
3. Gribov, V. I. și Orlov, V. A. *Carburatori dvigatelei vnutrennego sgorania*. Moskva, Mașghiz, 1961.
4. Illgen, H. *Vergasser Handbuch*. Berlin, VEB Verlag Technik, 1963.
5. Iordănescu, Al. *Studiul unor probleme ale formării amestecului în carburatoare*. Comunicare prezentată la Conferința de motoare cu ardere internă, București, 1967.
6. Jante, A. *Über Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen*. Berlin, VEB Verlag Technik, 1956.
7. Lenin, I. M. *Sistemi toplivopodaci avtomobilnîh i traktornîh dvigatelei*. Moskva, Mașghiz, 1963.
8. Livezeanu, G. V. și Abăitancei, D. *Carburatoare*. București, Edit. tehnică, 1973.
9. Morduhovici, M. M. Konev, B. F. *Toplivnaia apparatura avtomobilnîh dvigatelei*. Moskva, Mașghiz, 1960.
10. Nouven, A. *La carburation*. Paris, Institut Français du Pétrole et Société des éditions techniques, 1974.



## 18.

### ALIMENTAREA MOTOARELOR CU COMBUSTIBIL PRIN INECȚIE

#### 18.1. INSTALAȚIA DE ALIMENTARE CU COMBUSTIBIL

Instalația de alimentare cu combustibil a unui MAC se compune din două părți: sistemul de înaltă presiune sau sistemul de inecție prin care combustibilul circulă la presiuni de sute de atmosfere; sistemul de joasă presiune prin care combustibilul circulă la presiuni de câteva atmosfere (fig. 18.1, a).

Sistemul de inecție este alcătuit din pompa de inecție 1, injectorul 2 și conductele de legătură 3, numite conductele de înaltă presiune. Sistemul de inecție trebuie să îndeplinească mai multe funcțiuni:

1) să dozeze cantitatea de combustibil pe ciclu în funcție de încărcarea motorului; din relația (1.37) rezultă că doza de combustibil pe ciclu este  $\tilde{m}_c = 20 \dots 180 \text{ mg}$  sau, în unități de volum  $\tilde{V}_c = 25 \dots 200 \text{ mm}^3$ ;

2) să creeze o presiune ridicată în injector, necesară pulverizării; în raport cu tipul camerei de ardere, presiunea de inecție variază între  $100 \dots 1000 \text{ daN/cm}^2$ ;

3) să pulverizeze combustibilul și să asigure distribuția lui în camera de ardere, potrivit cerințelor de formare a amestecului;

4) să declanșeze inecția combustibilului la un moment determinat pe ciclu (un avans la inecție de  $10 \dots 30^\circ \text{RA}$ ), să asigure o durată a inecției limitată ( $10 \dots 20^\circ \text{RA}$  la motoarele de autovehicule), să injecteze combustibilul după o lege impusă (caracteristica de inecție optimă);

5) să asigure aceeași doză de combustibil la toți cilindri; abaterile de la acest deziderat se evaluează prin gradul de neuniformitate a distribuției combustibilului între cilindri. Dacă  $\tilde{m}_{c \max}$  și  $\tilde{m}_{c \min}$  reprezintă doza maximă primită de unul dintre cilindri, respectiv doza minimă primită de alt cilindru atunci gradul de neuniformitate  $\delta$  este

$$\delta = \frac{\tilde{m}_{c \max} - \tilde{m}_{c \min}}{(\tilde{m}_{c \max} + \tilde{m}_{c \min})/2} \cdot 100 \quad (18.1)$$

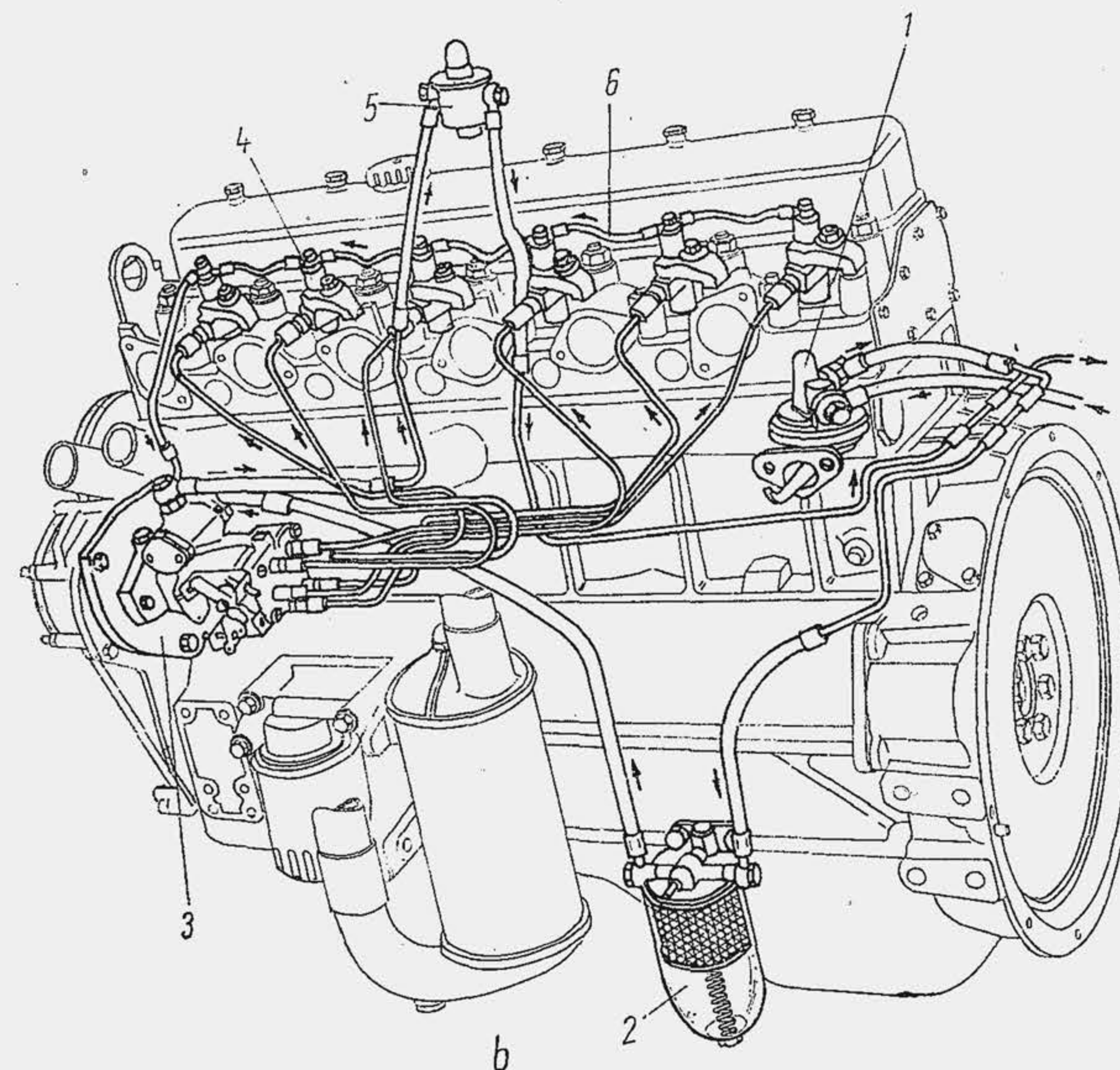
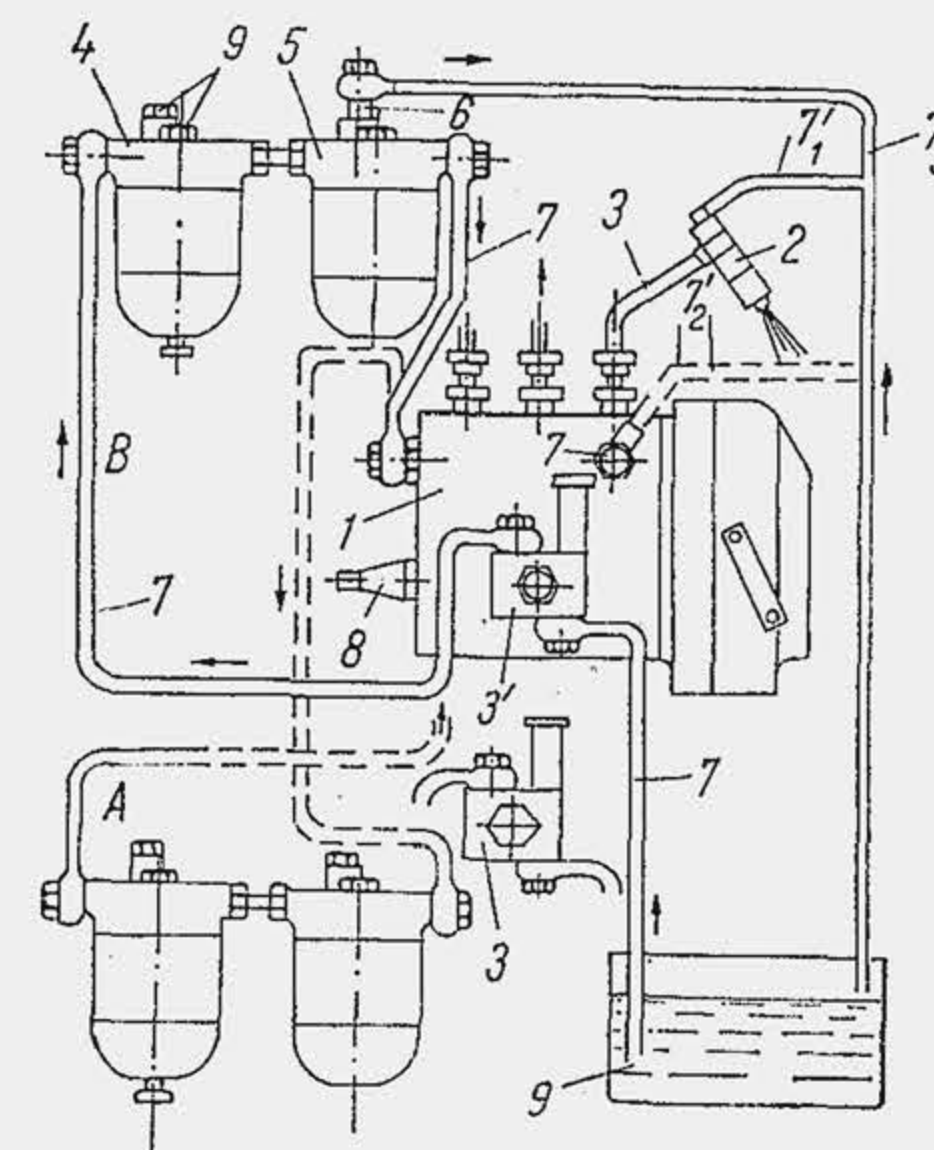


Fig. 18.1. Instalația de alimentare cu combustibil a MAC-ului. Schema funcțională (a); schema de organizare a instalației de alimentare a motorului SAVIEM 797 (b):

1 — pompa de alimentare; 2 — filtru de combustibil; 3 — pompa de inecție; 4 — injector; 5 — rezervor termoinjector; 6 — conductă de retur.



Tabela 18.1

Gradul de neuniformitate admisibil la reglarea pompei de injecție pe stand

Doza, în cm <sup>3</sup> /100 injecții	Abaterea admisă
— până la 5	0,2 cm <sup>3</sup> /100 curse
— de la 5 la 10	0,3 cm <sup>3</sup> /100 curse
— peste 10	3%
— la pornire	10%

și trebuie să fie, la sarcina și turația nominală de 2...4%, valoarea mai mare la motoarele cu mai mulți cilindri (tab. 18.1).

Funcțiunile de dozare și refulare a combustibilului la presiuni ridicate sînt preluate de pompa de injecție; funcțiunile de pulverizare și distribuție a combustibilului sînt preluate de injector. Celelalte funcțiuni sînt preluate parțial de pompă, parțial de injector.

Sistemul de joasă presiune este alcătuit din pompa de alimentare cu combustibil a sistemului de injecție, filtrele de combustibil 4 și 5, supapa de siguranță 6 și conductele de joasă presiune 7, 7' și 7''. Pompa de alimentare este de tipul independent 3, fiind antrenată de arborele de distribuție sau are corpul comun cu pompa de injecție 3', fiind antrenată de arborele 8 al pompei de injecție; ea deplasează combustibilul de la rezervorul 9 la pompa de injecție la o presiune de 3...5 daN/cm<sup>2</sup>. Filtrele de combustibil asigură filtrarea brută (filtrul 4) și fină (filtrul 5) a combustibilului. Supapa de siguranță menține în sistem o presiune constantă și protejează filtrul de suprapresiune. Conductele 7 asigură legătura între rezervor, pompa de alimentare, filtru și pompa de injecție. Conductele 7' sînt conducte de retur. Conducta 7<sub>1</sub> deplasează înapoi în rezervor scăpările de combustibil din injector; conducta 7<sub>2</sub> deplasează combustibilul în exces de la pompa de injecție, respectiv filtru deoarece pompa de alimentare livrează un debit de cîteva ori mai mare decît debitul livrat de pompa de injecție a motorului. În timpul funcționării în sistemul de joasă presiune se formează bule de gaze, de aer sau vapori de combustibil care perturbă sau întrerup alimentarea cu combustibil. Dopurile 9 servesc pentru eliminarea aerului din circuit, la punerea în funcțiune a pompei, iar dopurile inferioare pentru eliminarea impurităților. Circulația combustibilului după schema A asigură o răcire mai intensă a capului pompei de injecție și antrenează bulele de aer și impuritățile care s-ar depune în canalele pompei de injecție, deoarece debitul livrat de pompa de alimentare trece integral prin corpul pompei de injecție. Schema B are ca avantaj că debitul suplimentar livrat de pompa de alimentare ocolește filtrul fin, ceea ce mărește durata de funcționare a lui. În fig. 18.1, b se arată schema instalației de alimentare cu combustibil a motorului SAVIEM 797, echipat cu pompă cu distribuitor rotativ.

## 18.2. INJECTORUL

Injectoarele se împart în două mari clase: injectoare deschise și injectoare închise. Injectorul este închis sau deschis după cum orificiul de pulverizare este sau nu este controlat de un ac sau de o supapă. Motoarele de autovehicule folosesc injectorul de tip închis cu ac. După modul în care se comandă deschiderea acului, injectoarele se împart în trei grupe: cu comandă hidraulică (folosite curent pe motoarele de autovehicule), cu comandă electrică și cu comandă mecanică.

Injectorul Bosch reprezintă o soluție clasică de injector cu comandă hidraulică (fig. 18.2) și este fabricat curent de IMF—Sinaia.

Injectorul are un corp 1 la care se fixează pulverizatorul 2 prin intermediul piuliței 3. În corpul pulverizatorului se introduce acul 4, acționat prin intermediul tijei 5 de arc elicoidal cilindric 6. Tensiunea arcului se reglează prin intermediul șurubului de reglare, 7, care se deplasează în piulița 8 și se fixează cu contrapiuliță 9. Arcul se sprijină pe discurile 10 și 11. La partea superioară a corpului este montat capacul 12, care asigură etanșeitatea prin garnitura 13. Filtrul 14 reține impuritățile mecanice, iar garnitura 15 asigură etanșarea. Canalul 16 practicat în corpul injectorului servește pentru deplasarea combustibilului de la conducta de înaltă presiune prin racordul 17 la pulverizator. Corespondența dintre canalele 16 și 18, ultimul practicat în corpul pulverizatorului, se asigură la montaj prin intermediul știftului 19. Ridicarea acului de pe sediu are loc sub acțiunea forței dezvoltate de presiunea combustibilului din camera pulverizatorului CP, asupra gulerului acului, realizat prin prelucrarea acului cu două diametre diferite. Injectoarele descrise se numesc cu comandă hidraulică deoarece deschiderea acului este efectuată de combustibil. Acul (fig. 18.3) este de tip lung sau scurt. Corpul 1 al acului asigură etanșarea și se prelucrează cu precizie mare (jocul dintre ac și corp este de 1,5...3 μm). Conul 2 preia presiunea combustibilului și asigură ridicarea acului; conul 3 servește pentru etanșare; coada 4 preia sau transmite forța de acționare. Tija 5 mărește lungimea pulverizatorului, cerută în unele cazuri de poziționarea injectorului în chiulasă. Deși jocul dintre ac și corp este mic datorită presiunii ridicate, combustibilul scapă în corpul pulverizatorului și este evacuat prin racordul 20; la motoarele policilindrice, uniformitatea presiunii de injecție se realizează prin reglarea la banc a injectorului cu ajutorul șurubului de reglare 7 (v. fig. 18.2).

Reglarea se execută pe un dispozitiv simplu (fig. 18.3, c) cu acționare manuală, prevăzut cu un manometru care indică presiunea statică la care se ridică acul de pe sediu.

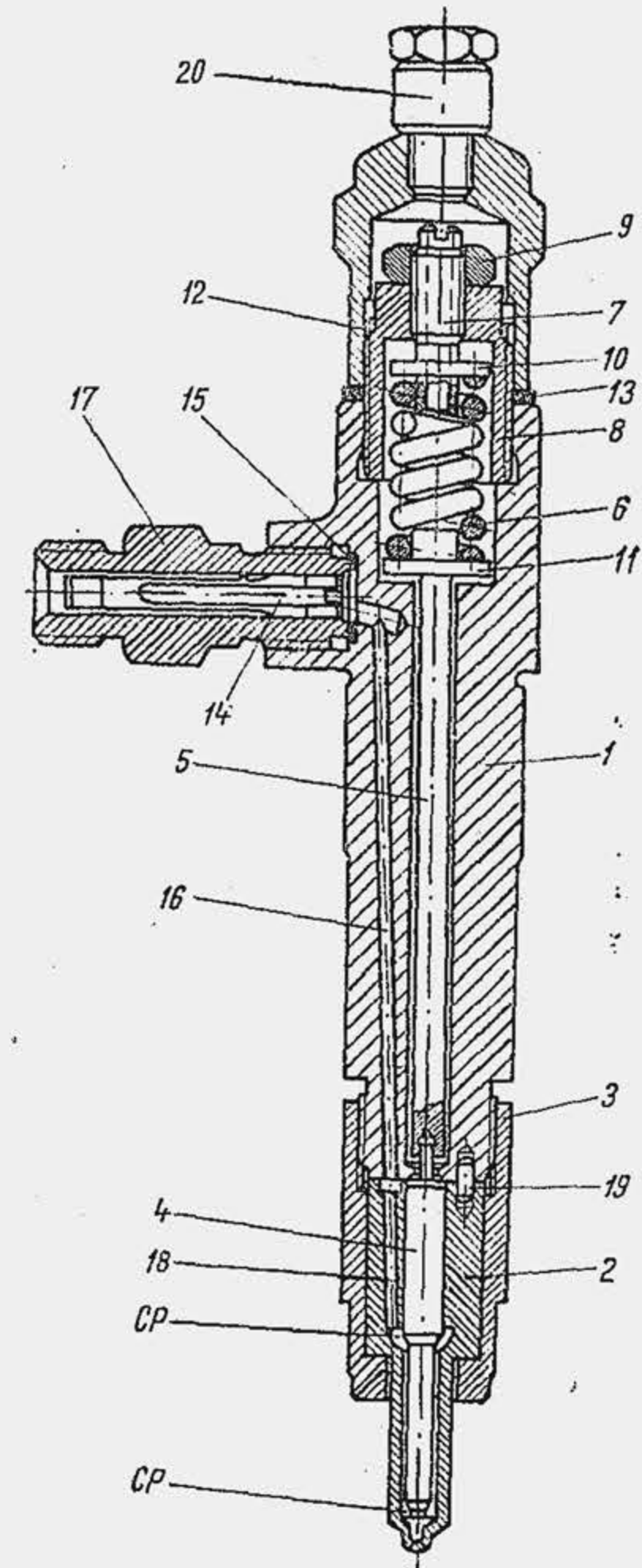


Fig. 18.2. Injector închis cu comandă hidraulică.

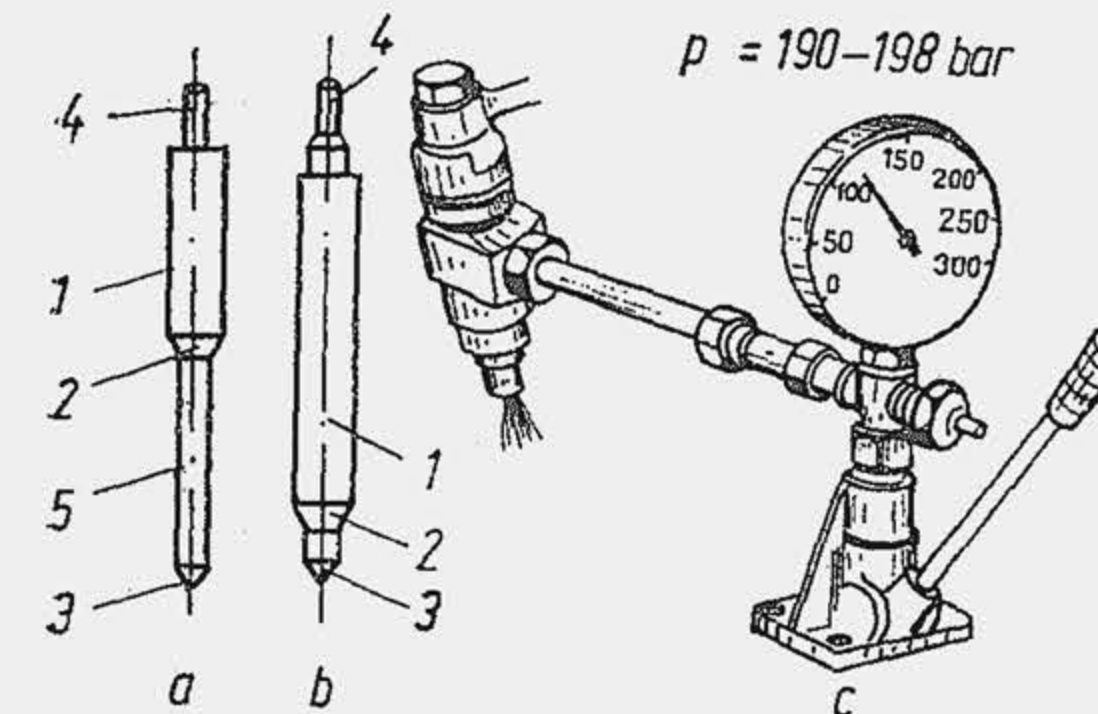


Fig. 18.3. Tipuri de ace pentru injectoare (a și b); dispozitiv de verificare a presiunii de injecție (c).



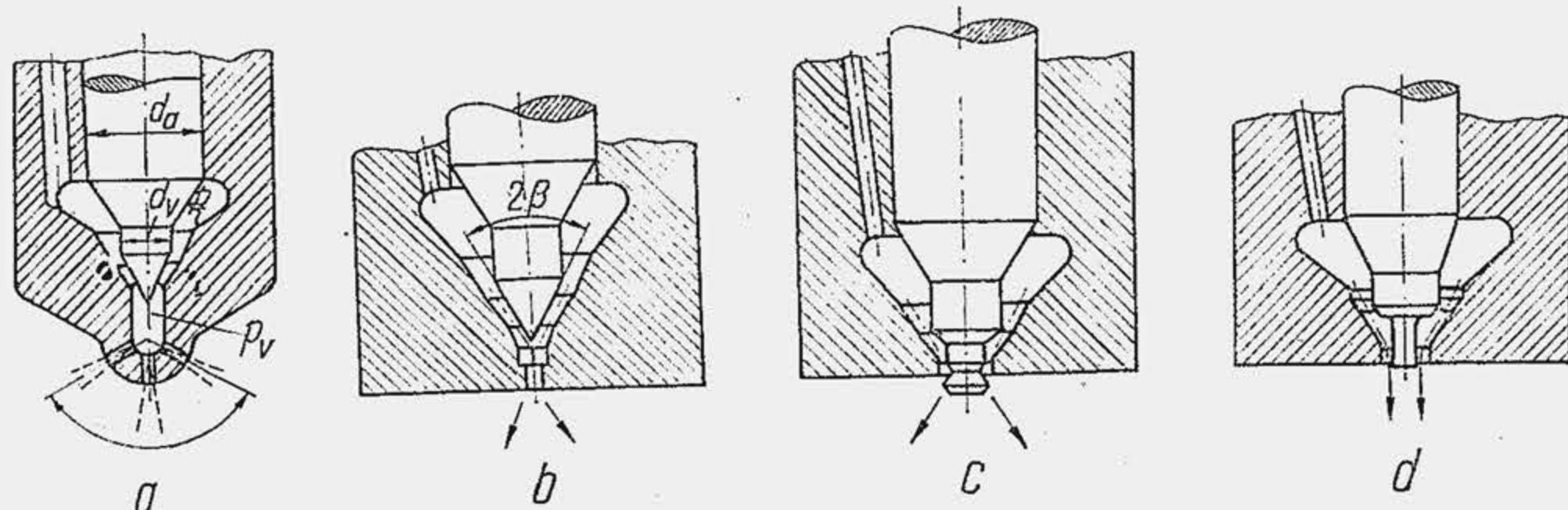


Fig. 18.4. Ac cu vîrf și ac cu știft pentru injectoare închise.

După forma vîrfului acului, injectoarele se împart în două clase: injectoare cu ac cu vîrf conic (fig. 18.4, a și b) și injectoare cu ac cu vîrf profilat (c și d) sau ac cu știft. Cînd știftul este cilindric, rostul lui principal este de a curăți orificiul pulverizatorului de depunerile carbonace. Cînd știftul este dublu tronconic, la acțiunea de autocurățire se adaugă efectul de dispersiune a jetului: particulele de combustibil se lovesc de ultima suprafață conică și formează un jet de forma unei pînze conice cu unghiul la vîrf cuprins între 40° și 60°. Pentru a realiza etanșarea, acul cu știft se sprijină cu brîul de etanșare pe sediul conic. Grosimea brîului de etanșare este de 0,1 mm, ceea ce asigură o presiune ridicată de contact. Cînd știftul este dublu tronconic, la ridicarea lui secțiunea de trecere variază (fig. 18.5). Din această cauză aria secțiunii echivalente  $\mu_0 A_0$  la ridicarea unui ac cu știft (curba 1) se deosebește de cea realizată la un injector cu ac cu vîrf conic (curba 2), prin aceea că la începutul injecției crește lent. Ca urmare, la începutul injecției se introduce o fracțiune mică din doza pe ciclu, doza principală introducându-se ulterior. Această particularitate este convenabilă pentru limitarea mersului brutal; cu toate acestea, injectorul cu știft nu se poate utiliza decît la camerele de vîrtej, deoarece dă un jet cu penetrație redusă. La camerele unitare de ardere se utilizează injectoarele cu ac cu vîrf conic cu mai multe orificii, ceea ce asigură distribuția convenabilă a combustibilului și penetrației mari a jetului; unghiul  $\theta$  dintre axele orificiilor se optimizează. La motoarele cu camere de preardere, fiind necesar un jet compact cu penetrație mare, se utilizează injectoare cu ac cu vîrf conic cu un singur orificiu.

Injectorul se așază în locașul din chiulasă într-o poziție univocă, deoarece orificiile pulverizatorului trebuie să orienteze jetul de combustibil după direcții determinate de cerințele pro-

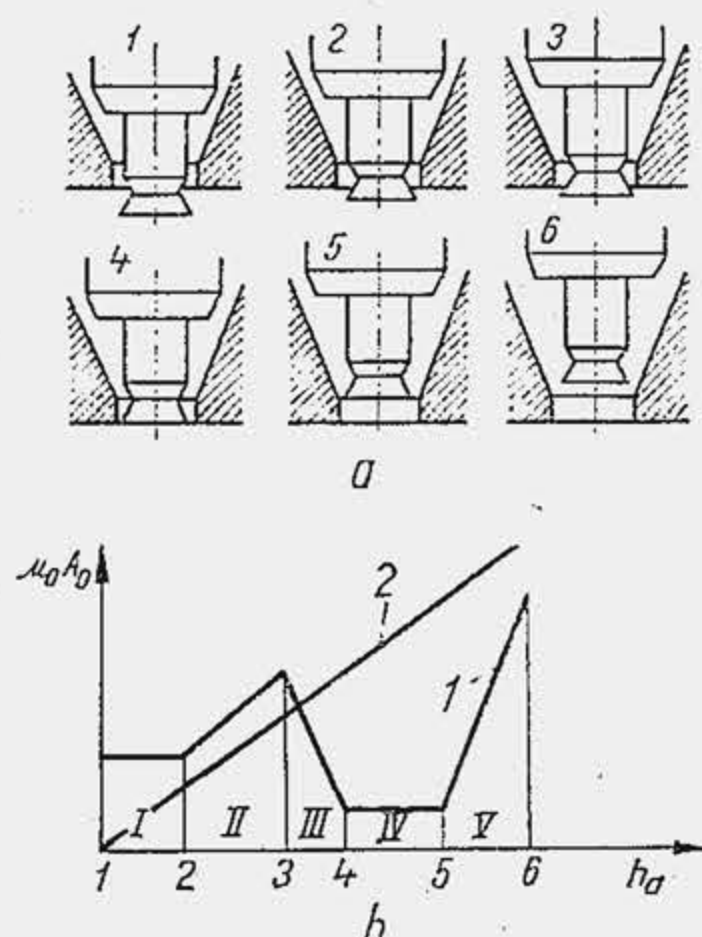


Fig. 18.5. Variația secțiunii de curgere la ridicarea acului cu știft (1) și cu vîrf (2).

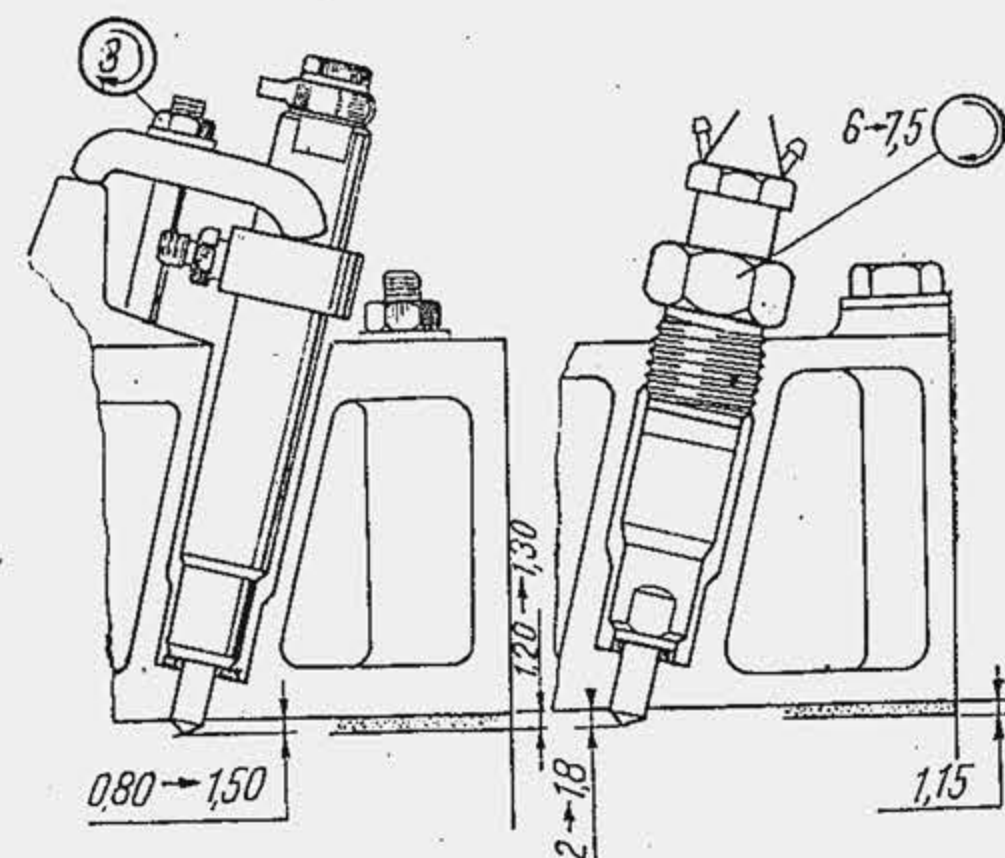


Fig. 18.6. Fixarea injectorului în chiulasă.

cesului de formare a amestecului. De aceea, nu se montează ca o bujie prin înșurubare. Injectorul se fixează în locaș cu o bridă (fig. 18.6, a) cazul motorului SAVIEM 797 sau cu o piuliță (b), cazul motorului MAN-D 2156. Între locaș și injector se prevede o garnitură de etanșare. Poziția axială a injectorului în cilindru se optimizează fiind impusă de penetrația jetului,

Ecuția echilibrului static al acului este

$$F_0 + kh_a = p_i \pi (d_a^2 - d_v^2)/4 + p_v \pi d_v^2/4, \quad (18.2)$$

unde  $F_0$  este tensiunea inițială a resortului;  $k$  — constanta elastică;  $h_a$  — ridicarea acului;  $p_i$  — presiunea combustibilului din camera pulverizatorului;  $d_a$  și  $d_v$  — diametrele acului și vîrfului;  $p_v$  — presiunea combustibilului sub vîrf acului, mai mică decît  $p_{ci}$  din cauza laminării (v. fig. 18.4, a).

Condiția de ridicare a acului de pe sediu este

$$F_0 = p_{i0} \pi (d_a^2 - d_v^2)/4 + p_{ci} \pi d_v^2/4 \quad (18.3)$$

deoarece inițial  $h_a = 0$  iar  $p_v \approx p_{ci}$ . Presiunea  $p_{i0}$  din camera pulverizatorului, la care se ridică acul injectorului de pe sediu se numește *presiune inițială de injecție*. În relația (18.3) presiunea  $p_{i0}$  apare ca un parametru cunoscut, impus de caracteristicile jetului (finețe, omogenitate, penetrație, dispersie), care depind de  $p_{i0}$  prin  $W_0$  din relația 4.1' (v. par. 4.1). La proiectare se asigură reproducerea lui  $p_{i0}$  fie prin controlul tensiunii inițiale  $F_0$  a resortului, fie prin dimensionarea convenabilă a gulerului (diferența  $d_a - d_v$ ). Faptul că injecția începe și se termină la o presiune ridicată constituie principalul avantaj al injectorului cu ac. Injectorul cu ac cu comandă hidraulică are un avantaj suplimentar: nu pretinde un organ special de comandă, ceea ce explică marea lui răspîndire. Printre dezavantaje se menționează: uzarea accentuată a acului pe brîul de etanșare, la așezarea cu șoc pe sediu; vibrația sistemului ac-arc, care perturbă injecția normală.

După ridicarea acului, presiunea  $p_i$  din camera pulverizatorului este redusă de secțiunea de laminare oferită de vîrf acului, ca urmare  $p_{ci} < p_v < p_i$ . Din relația (18.2) rezultă înălțimea de ridicare a acului

$$h_a = p_i \pi (d_a^2 - d_v^2)/4k + p_v \pi d_v^2/4k - F_0, \quad (18.4)$$

unde  $F_0$  este definit de (18.3).

La studiul arderii s-a caracterizat refularea de combustibil în cilindru prin caracteristica de injecție

$$\xi_j = m_\alpha / \tilde{m}_c = V_\alpha / \tilde{V}_c, \quad (18.5)$$

unde  $m_\alpha(V_\alpha)$  reprezintă masa (volumul) de combustibil injectată în cilindru din momentul inițial pînă la un moment dat  $\alpha$ .

Viteza relativă de injecție  $\dot{\xi}_j = d\xi_j/d\alpha$  este

$$\dot{\xi}_j = \frac{1}{\tilde{V}_c} \frac{dV_\alpha}{d\alpha} = \frac{1}{\tilde{V}_c} \dot{V}_\alpha = \frac{1}{6n} \frac{1}{\tilde{V}_c} \dot{V}, \quad (18.6)$$

unde  $\dot{V}$  este debitul absolut de combustibil, adică:  $\dot{V} = (dV/d\tau)(d\alpha/d\alpha) = (dV/d\alpha)(d\alpha/d\tau)$ , iar  $d\alpha = 6n d\tau$  (din rel. 1.5), deci  $\dot{V} = \dot{V}_\alpha 6n$ . Debitul mo-



mentan se determină din ecuația debitului și a vitezei  $W_0$  prin orificiile pulverizatorului, de secțiune  $A_0$  și coeficient de debit  $\mu_0$ :

$$\dot{V} = \mu_0 A_0 W_0(a); \quad W_0 = \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_v - p_{cil})} \quad (b) \quad (18.7)$$

iar viteza relativă de injecție este

$$\xi_j = \frac{1}{6n} \frac{\mu_0 A_0}{\bar{V}_c} \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_v - p_{cil})} \quad (18.8)$$

care se determină relativ ușor cu simplificarea  $p_v = p_i$ .

Presiunea  $p_i$  din camera pulverizatorului se determină analitic sau experimental cu un receptor de presiune. Prin integrare rezultă caracteristica de injecție  $\xi_j$ . De-a lungul anilor, investigația experimentală a parcurs calea inversă: s-a determinat  $\xi_j$  din relația (18.5), apoi prin derivare s-a obținut  $\xi_j$ . În figura 18.7 se arată curbele  $\xi_j$  și  $\xi_j$ .

Se numește caracteristica injectorului dependența  $p_i(\dot{V})$  sau  $p_i(\bar{V}_a)$ . Caracteristica injectorului rezultă din relația (18.8)

$$p_i = p_{cil} + \frac{\rho_c}{2(\mu_e A_e)^2} \bar{V}^2; \quad (18.9)$$

ea se ridică pe un stand de încercare, în regim staționar, deci pe baza debitului mediu  $\bar{V}$  (v. par. 18.9). Debitul mediu de combustibil este

$$\bar{V} = \bar{V}_c / \tau_j = 6n \bar{V}_c / \Delta \alpha_j = 6n \bar{V}_a, \quad (18.10)$$

unde s-a ținut seama de (1.5),  $\tau_j$  și  $\Delta \alpha_j$  fiind durata injecției în secunde, respectiv °RA. Relația (18.9) devine

$$p_i = p_{cil} + \frac{\rho_c}{2(\mu_e A_e)^2} \bar{V}^2 = p_{cil} + \frac{18\rho_c}{(\mu_e A_e)^2} n^2 \bar{V}_a^2 \quad (18.11)$$

Se observă că presiunea  $p_i$  crește proporțional cu pătratul turației. La motoarele de autovehicule turația variază în raportul 1:10 (turația nominală 2500 rot/min, turația de mers în gol 250 rot/min) deci presiunea  $p_i$  variază în raportul 1:10. Dacă presiunea de injecție în regim nominal este corespunzătoare cerințelor de pulverizare,

la turații mici sau mers încet pulverizarea este compromisă. Secțiunea echivalentă  $\mu_e A_e$  se determină din

ecuațiile de laminare:  $p_i - p_v = \rho_c \bar{V}^2 / 2(\mu_e A_e)^2$  unde, secțiunea oferită de acul pulverizatorului este  $A_v = \pi d_v h_a \sin \beta$  (v. fig. 18.5);  $p_v - p_{cil} = \rho_c \bar{V}^2 / 2(\mu_0 A_0)^2$ ; prin însumare rezultă diferența  $p_i - p_{cil} = \rho_c \bar{V}^2 / 2(1/(\mu_v A_v)^2 + 1/(\mu_0 A_0)^2)$ , adică, inversul pătratului secțiunii echivalente este

$$\frac{1}{(\mu_e A_e)^2} = \frac{1}{(\mu_v \pi d_v h_a \sin \beta)^2} + \frac{1}{(\mu_0 A_0)^2} \quad (18.12)$$

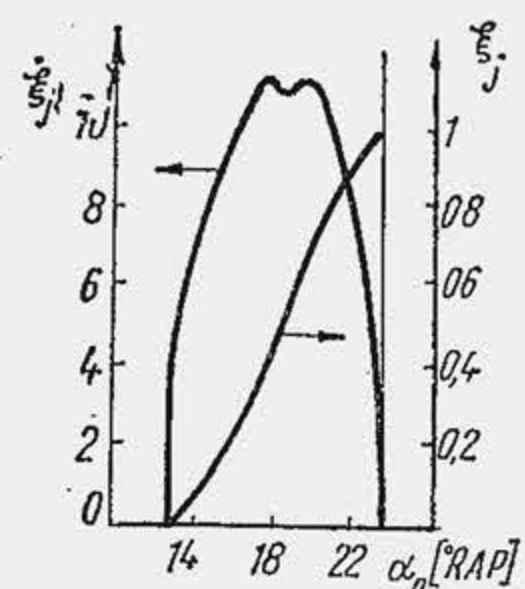


Fig. 18.7. Caracteristica și viteza de injecție ( $\xi_j$  în procente).

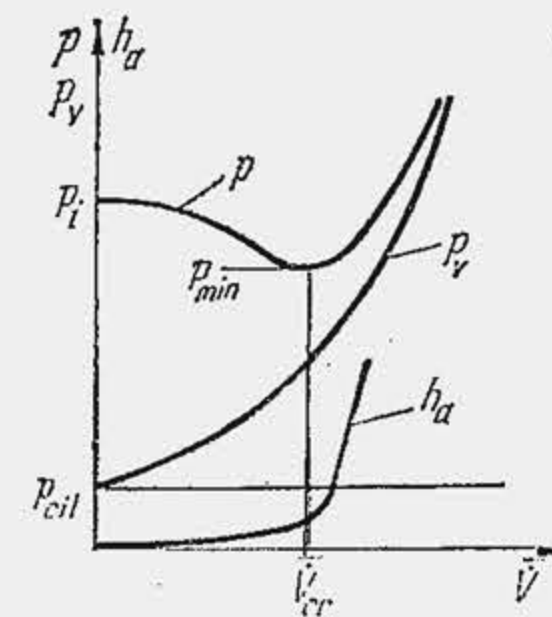


Fig. 18.8. Caracteristica injectorului cu comandă hidraulică cu ac cu vîrf conic.

Caracteristica injectorului se determină analitic și experimental. Dacă se substituie relația (18.12) în (18.11) și se rezolvă sistemul de ecuații (18.4) și (18.11) cu necunoscutele  $p_i$  și  $h_a$  se obține caracteristica injectorului (fig. 18.8). Presiunea din amonte orificiilor de pulverizare variază după o parabolă, iar presiunea din camera pulverizatorului ( $p = p_i$ ) la început scade ușor,

trece printr-o valoare minimă corespunzătoare debitului critic  $\bar{V}_{cr}$  după care crește, tinzând către valoarea  $p_v$ . Această alură de variație este determinată de faptul că la valori mici ale debitului, căderea de presiune  $p_i - p_v$  crește mai încet decât căderea de presiune  $p_v - p_{cil}$ . După cum se va arăta ulterior, această împrejurare are consecințe importante asupra funcționării stabile a injectorului. În figura 18.9, a se arată caracteristica unui injector Bosch cu vîrf conic pentru trei presiuni de injecție (trei tensiuni inițiale ale arcului).

Caracteristica injectorului cu ac cu știft (fig. 18.9, b) se determină mai dificil, deoarece legea de variație a secțiunii la ridicarea acului este mai complicată (v. fig 18.5).

O modificare a caracteristicii injectorului se obține dacă se limitează înălțimea de ridicare a acului. În adevăr, cînd capătul acului se reazemă de opritor, secțiunile de trecere devin invariabile, ca urmare căderea totală

de presiune devine  $p_i - p_{cil} = \zeta \bar{V}^2$ ,

unde  $\zeta$  depinde de secțiunile de trecere invariabile. Ca urmare, caracteristica injectorului devine o parabolă. În cazul injectorului cu ac cu vîrf conic, alura caracteristicii din domeniul  $\bar{V} = 0 \dots$

$\dots \bar{V}_{cr}$  nu se schimbă (fig. 18.10, a) dar se deplasează spre stînga; în cazul injectorului cu știft dublu tronconic, alura caracteristicii se modifică evident (b). Înălțimea de ridicare a acului se limitează la unele injectoare la 0,3...0,7 mm. Limitarea înălțimii de ridicare a acului are o acțiune favorabilă asupra pulverizării (tab. 18.2), deoarece aria secțiunii de trecere a combustibilului se menține la o valoare redusă.

Experiențe de mare fi-nețe, efectuate în țară [13] au evidențiat rolul deosebit pe care-l are jocul dintre vîrf acului și orificiul pulverizatorului și geometria vîrfului acului cu știft asupra caracteristicilor injecției și performanțelor de economie și putere ale motorului. Astfel, urmărind

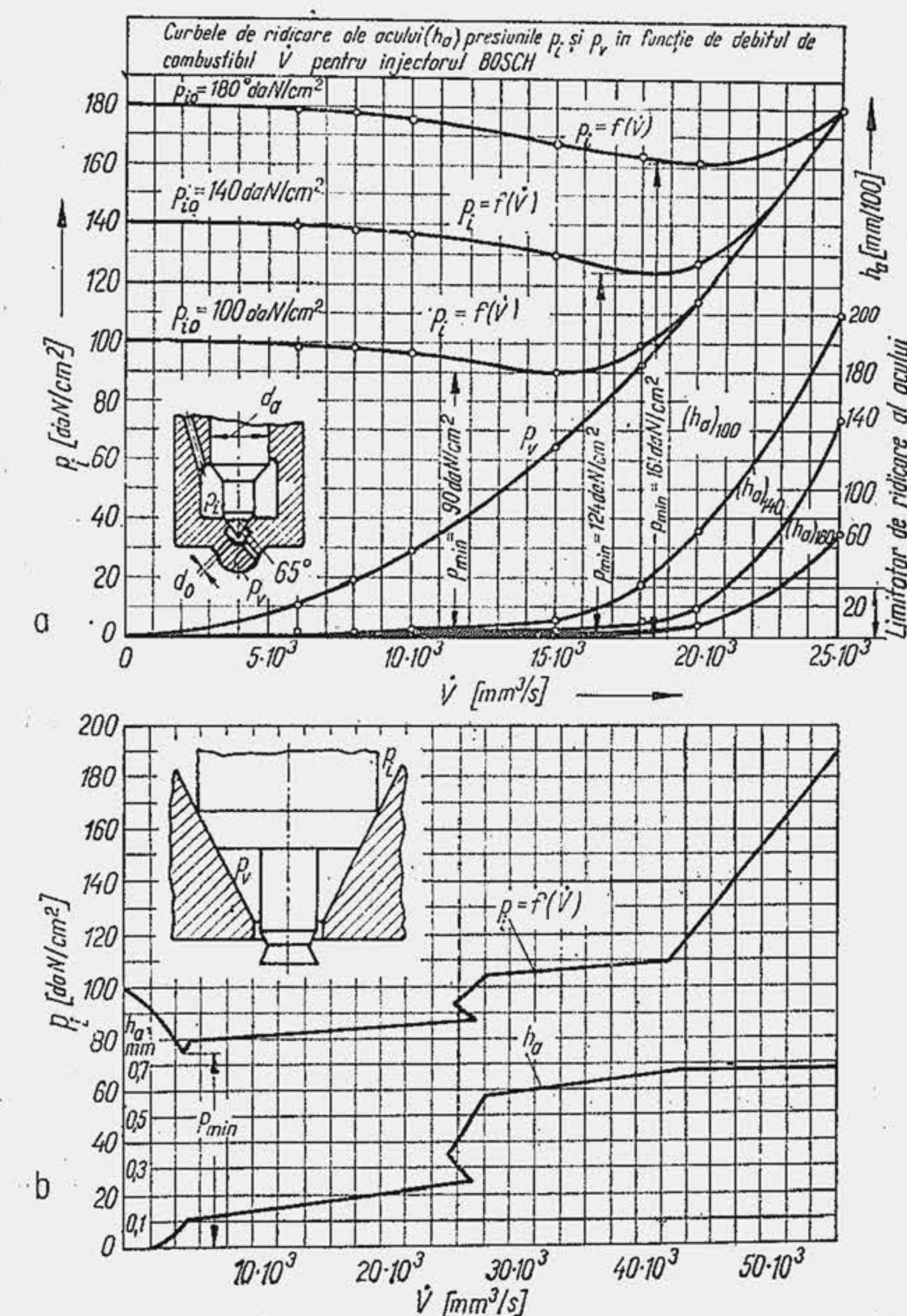


Fig. 18.9. Caracteristicile experimentale ale injectorului cu ac cu vîrf (a) și cu știft (b).



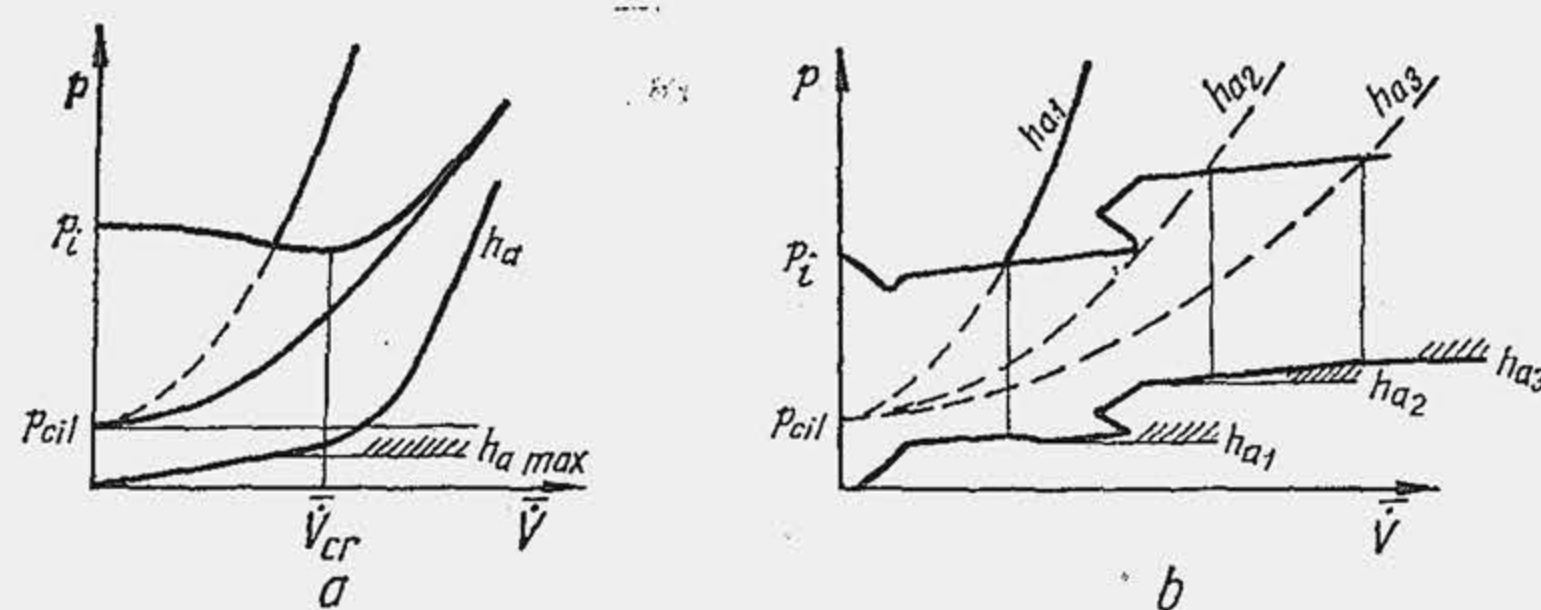


Fig. 18.10. Influența deplasării limitate a acului asupra caracteristicii injectorului.

variația diametrului mediu  $\bar{d}_p$  al picăturilor de combustibil cu unghiul RAP (unghiul de rotație a arborelui pompei), pe baza fotografiilor picăturilor din jet, luate din 1,6 în 1,6 grade (fig. 18.11, a), se constată existența unui joc optim  $(\Delta_{ac})_{opt}$  între vârful acului și orificiul pulverizatorului, la care  $\bar{d}_p$  păstrează o valoare redusă pe toată perioada injectiei (b); totodată fotografierea rapidă a jetului evidențiază modificarea penetrației lui odată cu variația jocului  $\Delta_{ac}$ . Aceste modificări influențează întârzierea la declanșarea arderii rapide și gradul de formare a amestecului, ceea ce conduce în final la realizarea unor valori optime ale consumului specific efectiv de combustibil și a puterii motorului (c).

Tabela 18.2

Influența înălțimii de ridicare a acului injectorului asupra fineței de pulverizare

Înălțimea $h_a$ [mm]	0,245	0,340	0,445
Diametrul mediu $\bar{d}_{10}$ al particulei [ $\mu m$ ]	18,2	27,5	39,7

**Dimensionarea orificiilor pulverizatorului.** Din relația (18.7), cu simplificarea  $p_o = p_i$  rezultă  $\bar{V}$  care se substituie în (18.10) și rezultă doza de combustibil în unități de volum

$$\bar{V}_c = \mu_0 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_{i0} - p_{cii})} \tau_j \cdot 10^3 [\text{mm}^3/\text{ciclu}]. \quad (18.13)$$

Din relația (1.37) rezultă  $\tilde{m}_c$ , adică  $\bar{V}_c = \tilde{m}_c / \rho_c$  sau

$$\bar{V}_c = 8333 \sqrt{c_e P_e / \rho_c} \ln [\text{mm}^3/\text{ciclu}], \quad (18.14)$$

unde  $c_e$  este în g/kWh (g/CPh);  $P_e$  în kW(CP);  $\rho_c$  în kg/m<sup>3</sup> ( $\gamma_c$  în kgf/m<sup>3</sup>);  $n$  în rot/min. Notînd cu  $z_j$  numărul de orificii rezultă  $A_0 = z_j \pi d_0^2 / 4 \cdot 10^{-6} \text{m}^2$ , unde  $d_0$  în mm; se ține seama că  $\tau_j = \Delta \alpha_j / 6n$  și se substituie relația (18.14) în (18.13):

$$\frac{8333 \sqrt{c_e P_e}}{\rho_c \ln} = \mu_0 z_j \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_{i0} - p_{cii})} \cdot \frac{\Delta \alpha_j}{6n} \cdot 10^3$$

sau, pentru motorul în patru timpi

$$d_0 = 13,4 \sqrt{\frac{c_e P_e}{\mu_0 z_j \Delta \alpha_j \sqrt{\rho_c (p_{i0} - p_{cii})}}} [\text{mm}]. \quad (18.15)$$

Coefficientul de debit  $\mu_0$  al orificiului pulverizatorului variază între 0,65...0,70. Diametrul orificiului nu trebuie să coboare sub 0,1...0,2 mm, valoare limitată de tehnologia de fabricație.

Viteza de curgere prin orificiul pulverizatorului este

$$W_0 = 1,414 \sqrt{(p_{i0} - p_{cii}) / \rho_c}, \quad (18.16)$$

În relațiile (18.13), (18.15) și (18.16),  $p$  este în N/m<sup>2</sup>;  $A_0$  în m<sup>2</sup>;  $\rho_c$  în kg/m<sup>3</sup>.

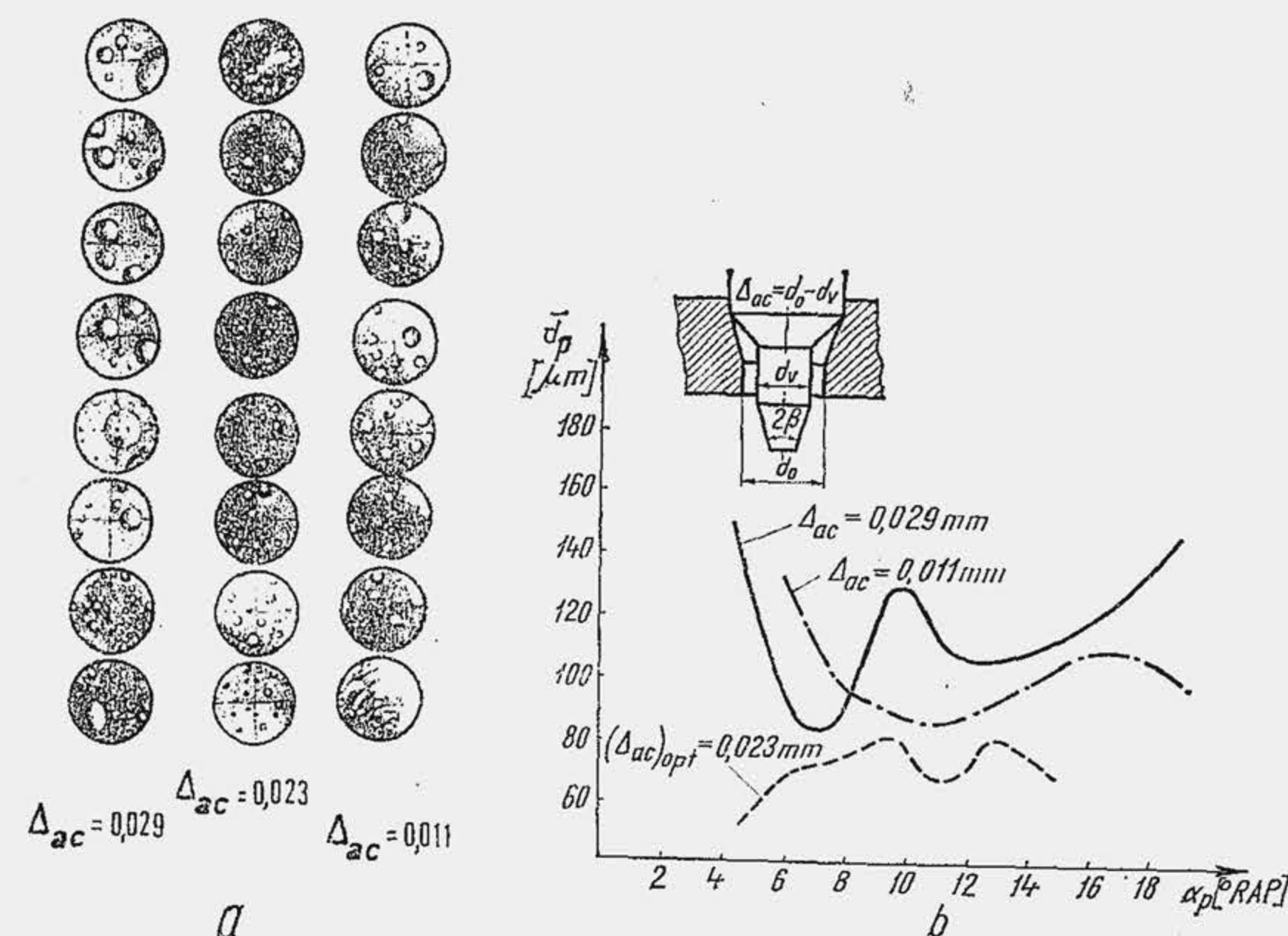


Fig. 18.11. Influența unor factori asupra caracteristicilor de pulverizare și p erformanțelor motorului.



**Exemplul numeric 18.1.** Să se determine debitul unghiular mediu, viteza relativă medie de injecție, diametrul orificiilor și viteza combustibilului prin orificiile unui injector destinat unui motor în patru timpi care dezvoltă 154 kW (210 CP) la 2500 rot/min. Se cunoaște:  $c_e = 245 \text{ g/kWh}$  (180 gf/CPH);  $\mu_0 = 0,7$ ;  $i = 6$  cilindri;  $z_j = 3$  orificii;  $\Delta\alpha_j = 20^\circ \text{RA}$ ;  $\rho_c = 850 \text{ kg/m}^3$ ;  $p_{i0} = 230 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_{cil} = 30 \text{ daN/cm}^2$ .

R. Se aplică (18.14):  $\bar{V}_c = 8333 \cdot 4 \cdot 245 \cdot 154 / 850 \cdot 6 \cdot 2000 = 123,3 \text{ mm}^3/\text{ciclu}$ . Din (18.10) rezultă:  $\bar{V}_\alpha = 123,3/20 = 6,2 \text{ mm}^3/^\circ \text{RA}$ . Din (18.6) rezultă:  $\bar{\xi}_j = 6,2/123,3 = 0,05 \text{ mm}^3/\text{mm}^3$   $^\circ \text{RA} = 5,0\% / ^\circ \text{RA}$  (v. și rel. 4.73). Din (18.15) rezultă:  $d_0 = 13,4(245 \cdot 154 / 0,7 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 20 \cdot (850 \cdot 230 \cdot 10^5 - 30 \cdot 10^5))^{0,5} = 0,453 \text{ mm}$ . Din (18.16) rezultă:  $W_0 = 1,414 ((230 \cdot 10^5 - 30 \cdot 10^5) / (850)^{0,5} = 217 \text{ m/s}$ .

### 18.3. POMPA DE INECȚIE

Pompa de injecție trebuie să fie de tipul cu piston, deoarece numai o astfel de pompă asigură presiunile ridicate cerute de o bună pulverizare. În soluția clasică fiecare cilindru este alimentat separat de către o pompă individuală. Pentru simplificarea construcției, toate pompele se unesc într-un bloc unic 1 (fig. 18.12); în acest caz, pompa de injecție reprezintă un ansamblu de elemente de pompă sau elemente refulante 2, care au comun alimentarea cu combustibil 3, antrenarea, cu arborele 4, reglarea automată a turației cu regulatorul 5 și reglajul dozei de combustibil (sarcina) cu cremaliera 6. Din cauza blocului unic apare necesitatea conductelor de legătură. În unele cazuri se elimină conductele de legătură, iar pompa de injecție și injectorul formează un ansamblu comun, denumit pompă-injector; în aceste cazuri în chiulasa fiecărui cilindru se montează o pompă-injector. Deoarece pompa lucrează la presiuni ridicate, este necesar să se asigure o bună etanșare. Etanșarea cu garnituri nu se utilizează deoarece garniturile se uzează rapid. Etanșarea pistonului pompei în cilindru se obține prin reducerea jocurilor la valori foarte mici realizate prin rodaj, cuprinse între 1,5 și 3  $\mu\text{m}$ . În acest scop, lungimea pistonului este sporită în raport cu diametrul său, iar uneori se prevăd șanțuri de laminare pe piston.

Deoarece doza de combustibil este foarte redusă, dimensiunile principale ale pompei — diametrul și cursa pistonului — trebuie să fie atât de mici încât apar dificultăți de ordin tehnologic. Astfel, pentru o cilindree de 1 l doza pe ciclu este aproximativ de 50  $\text{mm}^3$  sau  $V_s/\bar{V}_c = 10^{-5}/50 = 20 \cdot 10^{-6}$ , adică la plină sarcină volumul dozei este de 20 000 ori mai mic decât volumul cilindrului, iar în regim de mers în gol acest raport ajunge pînă la 100 000. Din această cauză s-au dezvoltat două metode de reglare a debitului de combustibil (sarcina motorului).

În prima metodă, pompa de injecție aspiră doza pe ciclu necesară fiecărei sarcini a motorului și o refulază integral spre injector, de aceea această metodă se numește metoda de reglare prin aspirație variabilă și descărcare totală. În a doua metodă, pompa aspiră o cantitate de combustibil mult mai mare decât doza pe ciclu, dar refulază numai o fracțiune din cantitatea aspirată,

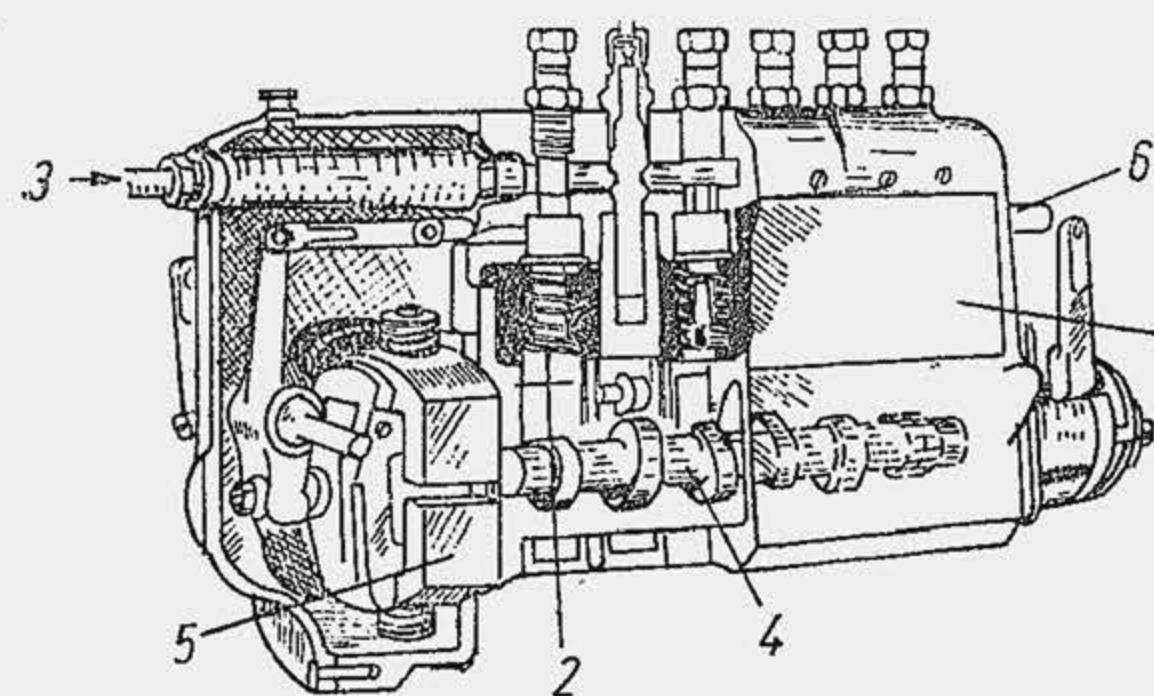


Fig. 18.12. Pompa de injecție cu elemente de pompă independente.

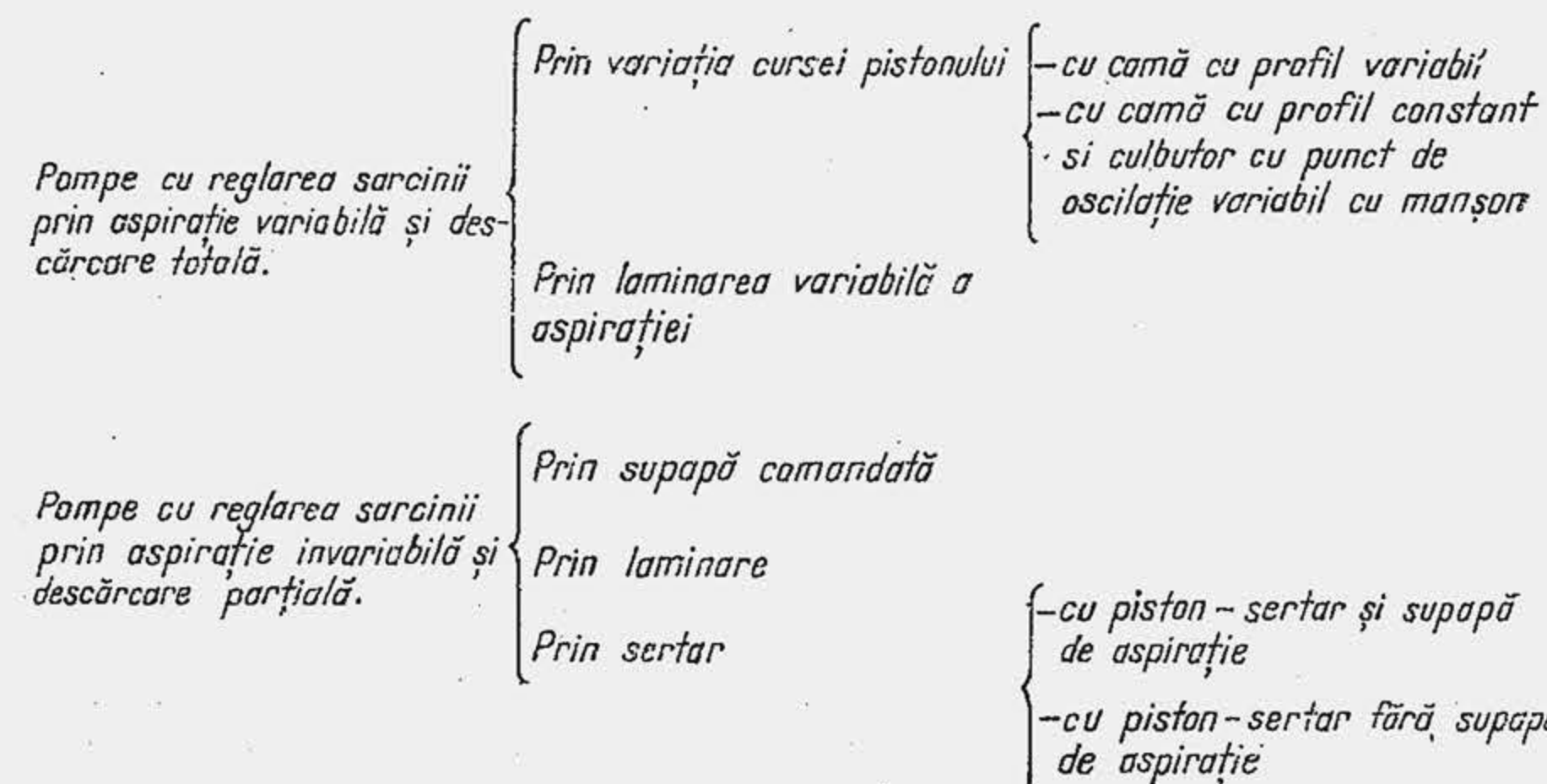


Fig. 18.13. Clasificarea pompelor de injecție după metoda de reglare.

de aceea această metodă se numește metoda de reglare prin aspirație invariabilă și descărcare parțială. Prima metodă se poate utiliza la motoarele cu o cilindree ridicată, de câteva zeci sau sute de litri; a doua metodă este utilizabilă pentru toate tipurile de motoare, inclusiv cele cu o cilindree mică, deoarece volumul pompei poate fi mult mai mare decât cel corespunzător dozei pe ciclu. Din această cauză, a doua metodă se utilizează curent la motoarele de autovehicule. În figura 18.13 se arată o clasificare a pompelor de injecție după metoda de reglare.

Pentru o injecție, pistonul efectuează două curse: una de aspirație și una de refulare. Antrenarea pistonului în cursa de refulare poate fi rigidă sau elastică. Antrenarea rigidă, prin camă, prezintă ca avantaj principal posibilitatea alegerii legii de mișcare a pistonului în concordanță cu cerințele procesului de injecție; la antrenarea elastică, prin arc, legea de deplasare a pistonului nu poate fi controlată, în schimb, la o sarcină dată, presiunea de injecție nu depinde de turație, iar construcția se simplifică.

Schema de principiu a unei pompei de injecție se arată în figura 18.14, a. Pompa se compune din cilindrul 1 în interiorul căruia se deplasează pistonul 2, antrenat de cama 3 în cursa de refulare, prin intermediul tachetului cu rolă 4, și de arcul 5 în cursa de aspirație. În capul cilindrului sînt prevăzute supapele de aspirație și refulare 6 și 5 cu arcurile lor. Funcționarea pompei se înțelege ușor. Se observă că, principial, pompa prezentată poate utiliza oricare din cele două metode de reglare. Astfel, dacă supapa de aspirație 6 nu este comandată din exterior, evident pistonul refulază întreaga cantitate de combustibil aspirată. Variația cursei pistonului, deci reglarea dozei de combustibil, se obține prin deplasarea axială a camei, care are un profil tronconic. Dacă profilul camei este cilindric, pompa aspiră o cantitate invariabilă de combustibil. În acest caz, doza pe ciclu se modifică, comandînd din exterior deschiderea supapei de aspirație (detaliul a).

La pompele care realizează reglarea debitului prin aspirație invariabilă și descărcare parțială este evident că numai o fracțiune din cursa de refulare reprezintă cursa utilă, în care se refulază volumul dozei de combustibil; restul cursei se numește cursă moartă. Cursa moartă poate fi plasată înaintea cursei utile, după ea sau încadrează cursa utilă. Care este soluția cea mai avantajoasă? Deoarece  $\dot{V}_\alpha = dV/d\alpha$ , dacă se notează cu  $A_p$  aria secțiunii transversale a pistonului și cu  $s$  deplasarea lui, evident  $dV = A_p ds$ ; notînd cu  $n_p$  turația arborelui cu came al pompei și cu  $\alpha_p$  unghiul RAP, rezultă  $\tau = \alpha/6n = \alpha_p/6n_p$ , adică  $\alpha = (n/n_p)\alpha_p$  sau  $d\alpha = (v/2)d\alpha_p$  unde  $v$  este numărul de timpi ai motorului (la motorul în patru timpi se produce o injecție la două rotații a arborelui cotit, deci turația axului pompei de injecție este  $n_p = (1/2)n$ ). Ca urmare:

$$\dot{V}_\alpha = A_p \frac{ds}{d\alpha} = \frac{2A_p}{v} \frac{ds}{d\alpha_p} \quad (18.17)$$



Fiind dat profilul camei, rezultă legea de deplasare a pistonului  $s = f(\alpha_p)$  (fig. 18.14, b) și viteza pistonului pompei  $W_p = (ds/d\alpha_p) = f(\alpha_p)$  (c). Se observă că debitul unghiular variază pentru o injecție în limite largi. Substituind pe  $\dot{V}_\alpha$  din relația (18.17) în (18.6) se obține viteza relativă de injecție, pentru  $v=4$

$$\dot{\xi}_j = (A_p/2\tilde{V}_c)(ds/d\alpha_p) = (A_p/\tilde{V}_c)(ds/d\alpha), \quad (18.18)$$

relație care arată că  $\dot{\xi}_j$  (și primitiva  $\xi_j$ ) depinde de profilul camei. Dacă se scrie relația (18.11) pentru valori momentane și se substituie  $\dot{V}_\alpha$  din (18.17) se obține, pentru  $v = 4$

$$p_i = p_{cil} + 4,5 \rho_c (A_p/\mu_c A_e)^2 n^2 (ds/d\alpha_p)^2, \quad (18.19)$$

ceea ce arată că presiunea în camera pulverizatorului variază sensibil pe ciclu, cu viteza pistonului elementului de refulare și cu turația motorului. Ca urmare, la motoarele de autovehicule cu turație variabilă, finețea pulverizării se compromite în regimurile de turație redusă și mers în gol (tab. 18.3); totodată este afectată penetrația jetului. De aceea, pentru a evita presiunile

Tabela 18.3

Influența turației pompei de injecție asupra fineții de pulverizare

Turația pompei [rot/min]	1 300	650	200
Diametrul mediu $d_{10}$ al picăturii [ $\mu\text{m}$ ]	18	24	32

de injecție reduse la începutul și finele injecției, este necesar să se elimine porțiunile din cursă pe care pistonul se deplasează cu viteze mici. În acest scop cursa utilă  $s_u$  se plasează în domeniul vitezelor mari și se încadrează cu două curse moarte,  $s_{m1}$  și  $s_{m2}$ , în care vitezele de deplasare sînt reduse (v. fig. 18.14). Se observă, că această soluție nu este posibilă la pompele de tipul cu aspirație variabilă și descărcare totală deoarece cursa utilă este aceeași cu cursa de refulare.

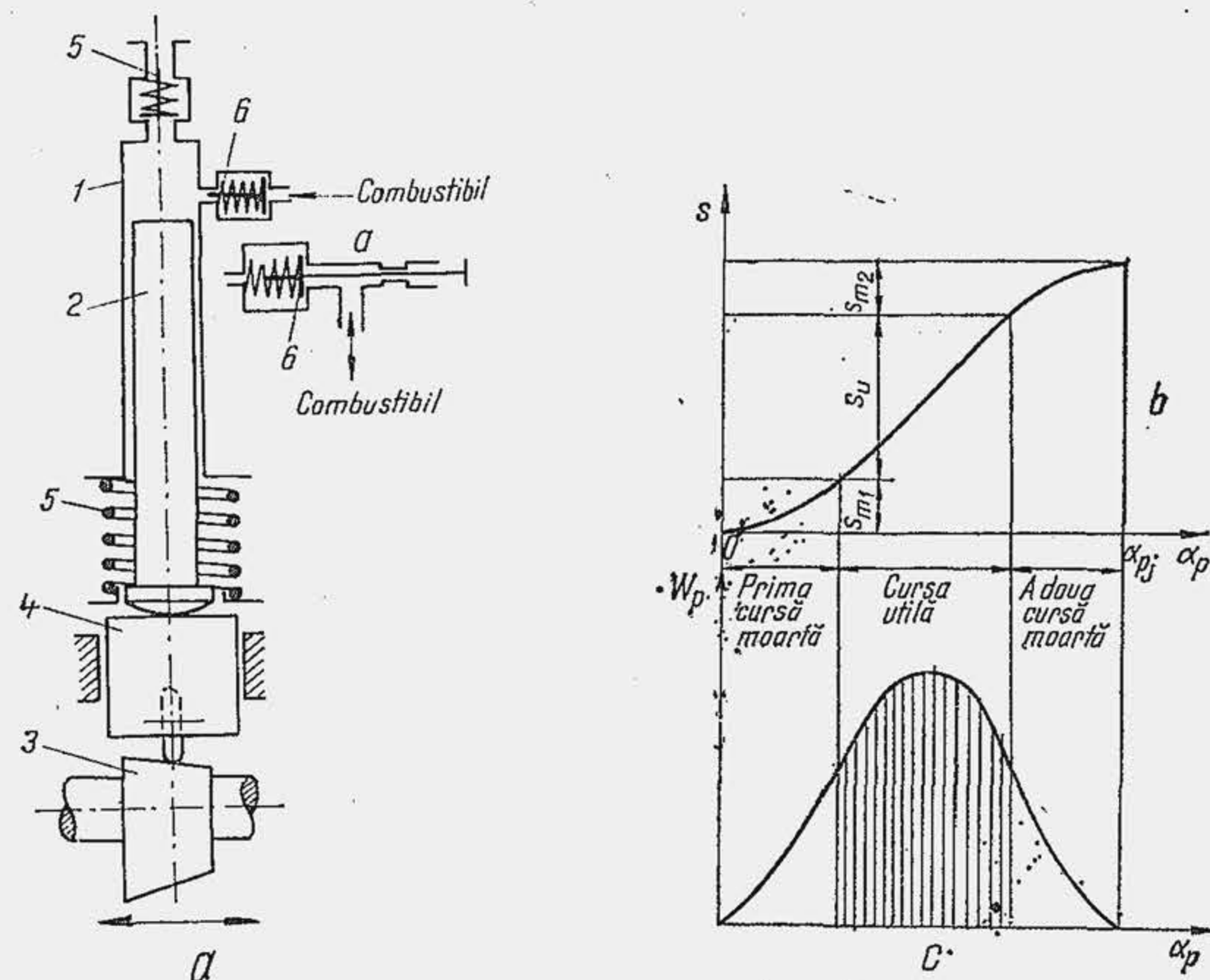


Fig. 18.14. Schema de principiu a unei pompe (a) și cinematica pistonului (b și c).

### 18.3.1. POMPA DE INECȚIE CU PISTON-SERTAR

**Construcție și funcționare.** Pompele de injecție cu piston-sertar au o mare răspîndire în domeniul motoarelor de autovehicule deoarece au o construcție simplă, o siguranță sporită în funcționare, se deservesc ușor și asigură o uniformitate relativ ridicată a debitului de combustibil. Pompele cu piston-sertar sînt de tipul cu aspirație invariabilă și descărcare parțială. Pentru simplificarea construcției funcția supapei de aspirație comandate (fig. 18.14, a) este preluată de însăși pistonul pompei, care a primit denumirea de piston-sertar, întrucît distribuie combustibilul în cilindrul pompei în raport cu sarcina motorului. În figura 18.15 se arată un element de pompă și, alăturat, cîteva detalii principale. În cilindrul 1 se deplasează pistonul-sertar 2, acționat într-un sens de cama 3, fixată pe axul 4, iar în celălalt de arc 5. Cama acționează prin intermediul tachelului 6 prevăzut cu rola 7, fixată pe axul 8 prin intermediul unui rulment cu ace. Tachelul transmite mișcarea la tija pistonului prin intermediul șurubului de reglare 9. Arcul se reazemă cu un capăt

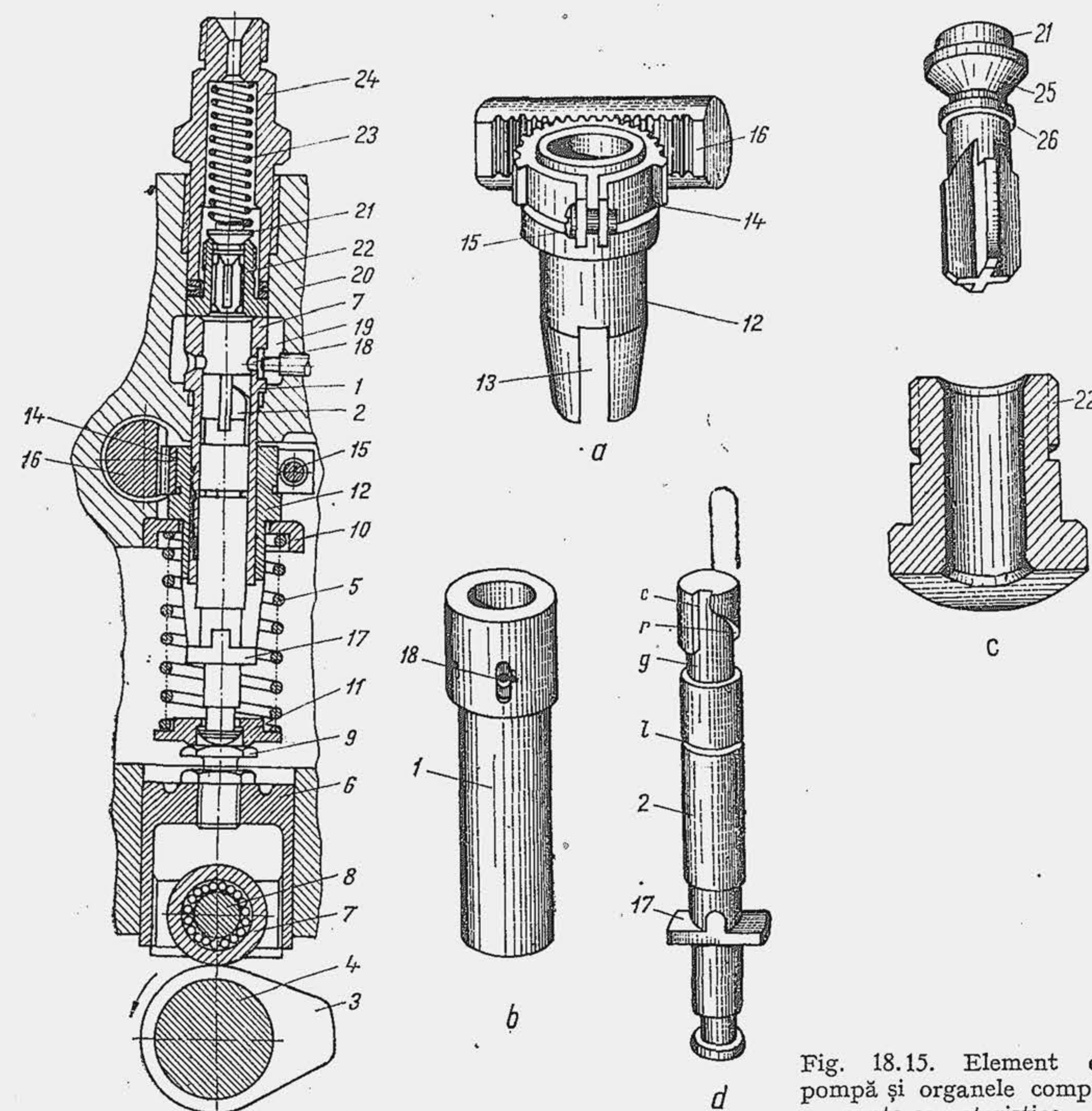


Fig. 18.15. Element de pompă și organele componente caracteristice.



pe discul fix 10, iar cu celălalt pe discul mobil 11, fixat la capătul tijei pistonului. Pe cilindru 1 se rotește liber buca 12, prevăzută la partea inferioară cu două ferestre 13 (v. detaliul *a*); la partea superioară a bucei rotitoare se fixează coroana dințată 14 cu ajutorul șurubului 15. Coroana dințată angrenează cu cremaliera 16, iar pistonul-sertar angrenează cu buca rotitoare prin proeminențele 17, care se deplasează liber în lungul bucei, prin ferestrele 13. Cilindru comunică prin orificiile de alimentare 18 (detaliul *b*) cu canalul de combustibil 19, practicat în corpul 20 al pompei. La partea superioară a cilindrului se plasează supapa de refulare 21 cu scaunul ei 22; supapa de refulare este menținută pe sediu de arc 23 închis în racordul de presiune 24. Supapa de refulare (detaliul *c*) intră în scaunul ei cu coada cilindrică, pe care sînt practicate șanțuri longitudinale pentru trecerea combustibilului. Ea asigură etanșarea prin gulerul conic 25. Capul pistonului-sertar comportă o prelucrare specială (detaliul *d*): se prelucurează la strung gulerul *g*, se frezează canalul *c* care stabilește legătura dintre spațiul de deasupra pistonului și guler și se frezează o rampă elicoidală *r*. Pe corpul pistonului se prelucurează șanțul de laminare 1.

Pompa funcționează astfel (fig. 18.16): cilindrul se umple cu combustibil la sfîrșitul cursei de coborîre, cînd pistonul descoperă orificiile de alimentare (pozițiile 1 și 2); apoi, cînd pistonul se ridică, pompa nu refulază, deoarece, inițial, orificiile de legătură cu canalul de joasă presiune sînt deschise astfel că cilindrul se descarcă (poziția 3), iar pistonul execută prima cursă moartă, pînă în poziția 4, cînd acoperă complet orificiile și izolează cilindrul față de exterior. Teoretic, cursa de refulare începe din poziția 4 și durează pînă cînd rampa elicoidală atinge marginea inferioară a orificiilor de alimentare (poziția 5). Din acest moment, combustibilul din cilindru are acces spre canalul de joasă presiune, prin canalul și gulerul practicate pe capul pistonului (poziția 6), de aceea pompa încetează refularea, dar pistonul continuă încă să se ridice, efectuînd cea de-a doua cursă moartă. Pistonul n-are voie să depășească poziția 6, deoarece, din acest moment (poziția 7) izolează din nou cilindrul de exterior și începe o nouă cursă utilă (poziția 8), ceea ce nu este permis.

**Reglarea debitului** în concordanță cu sarcina motorului se realizează prin deplasarea cremalierii. Aceasta angrenează cu coroana dințată fixată pe buca și rotește buca, care la rîndul ei rotește pistonul-sertar, prin intermediul proeminențelor 17 ale acestuia. Ca urmare, dacă la plină sarcină (fig. 18.17, pozițiile 1 și 2) lungimea rampei elicoidale în dreptul orificiului de alimentare era maximă și pistonul refula doza maximă, la rotirea pistonului-sertar în sensul invers acelor ceasornicului (pozițiile 3 și 4), cursa utilă a pistonului se micșorează deoarece înălțimea rampei elicoidale din dreptul orificiului de alimentare s-a redus. Cursa utilă se anulează și refularea încetează, cînd canalul frezat pe capul pistonului vine în dreptul orificiului de alimentare (poziția 5) astfel încît cilindrul este în comunicație permanentă cu canalul de joasă presiune.

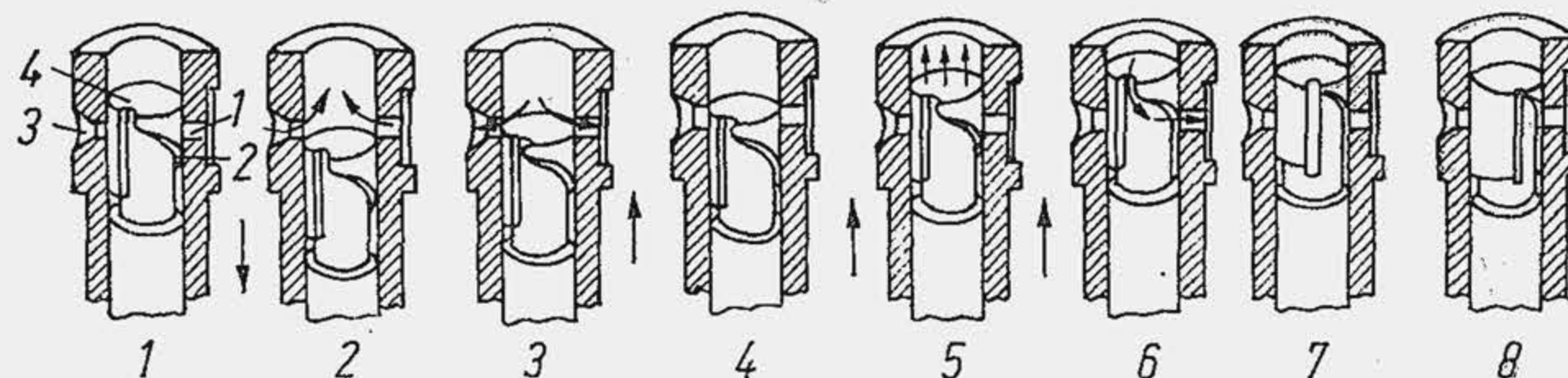


Fig. 18.16. Pozițiile caracteristice ale pistonului-sertar în funcționare.

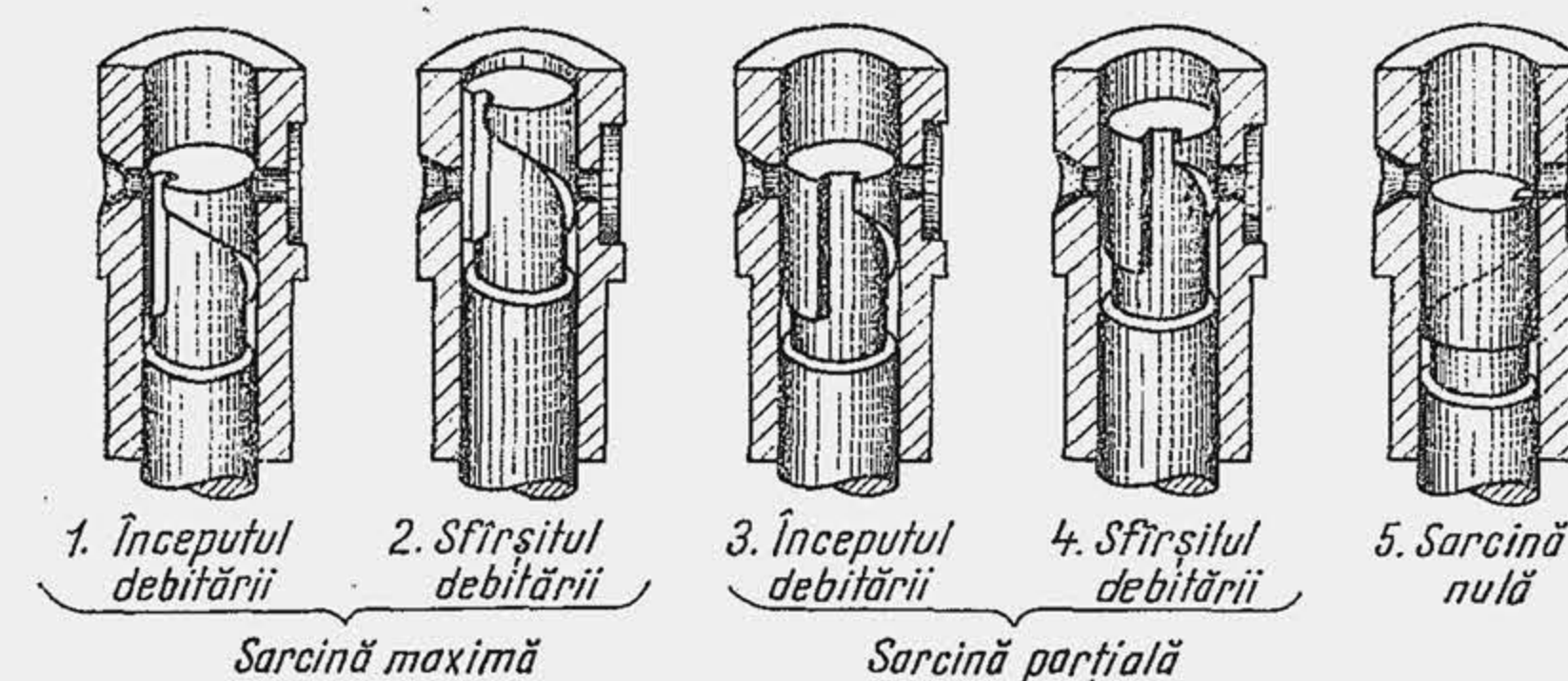


Fig. 18.17. Pozițiile pistonului-sertar la diverse sarcini.

**Reglarea uniformității debitelor.** Cînd pompa de injecție este alcătuită din mai multe elemente de refulare, este necesar să se corecteze debitul de combustibil pentru a asigura o debitare uniformă. În acest scop se slăbește șurubul 15 (fig. 18.15). Menținînd cremaliera într-o poziție neschimbată, se rotește buca 12 și odată cu ea pistonul sertar, pînă cînd debitele refulate de diferite elemente de pompă ajung în limitele prescrise.

**Reglarea uniformității avansului la injecție.** Începutul cursei utile este precizat de poziția șurubului de reglare 9 (fig. 18.15). În exploatare, din cauza uzării pieselor din sistemul de comandă, avansul la injecție se modifică. El se corectează și se uniformizează între elementele pompei prin deplasarea axială a șurubului de reglare, care se asigură contra rotirii cu o piuliță.

**Rostul supapei de refulare.** Supapa de refulare întrerupe legătura dintre conducta de înaltă presiune și cilindrul pompei de injecție, în intervalul dintre două curse utile. Cînd cursa de refulare încetează, supapa se așază pe scaun sub acțiunea resortului și împiedică aspirația combustibilului din conducta de înaltă presiune, aspirație care ar face imposibilă reluarea injecției. Supapa de refulare îndeplinește și o a doua funcție: descarcă conducta de înaltă presiune de presiunile reziduale ridicate, ceea ce reduce solicitarea conductei între două injecții, dar mai ales asigură întreruperea bruscă a injecției, ameliorînd astfel fenomenul de picurare (v. p. 713). În acest scop supapa de refulare este prevăzută cu un guler cilindric 26 (fig. 18.15, *c*), astfel că la coborîrea supapei, gulerul întrerupe legătura cu conducta de înaltă presiune, înainte ca supapa să se fi așezat pe sediu (fig. 18.18, *a*). La coborîrea în continuare a supapei cu distanța *h*(*b*),

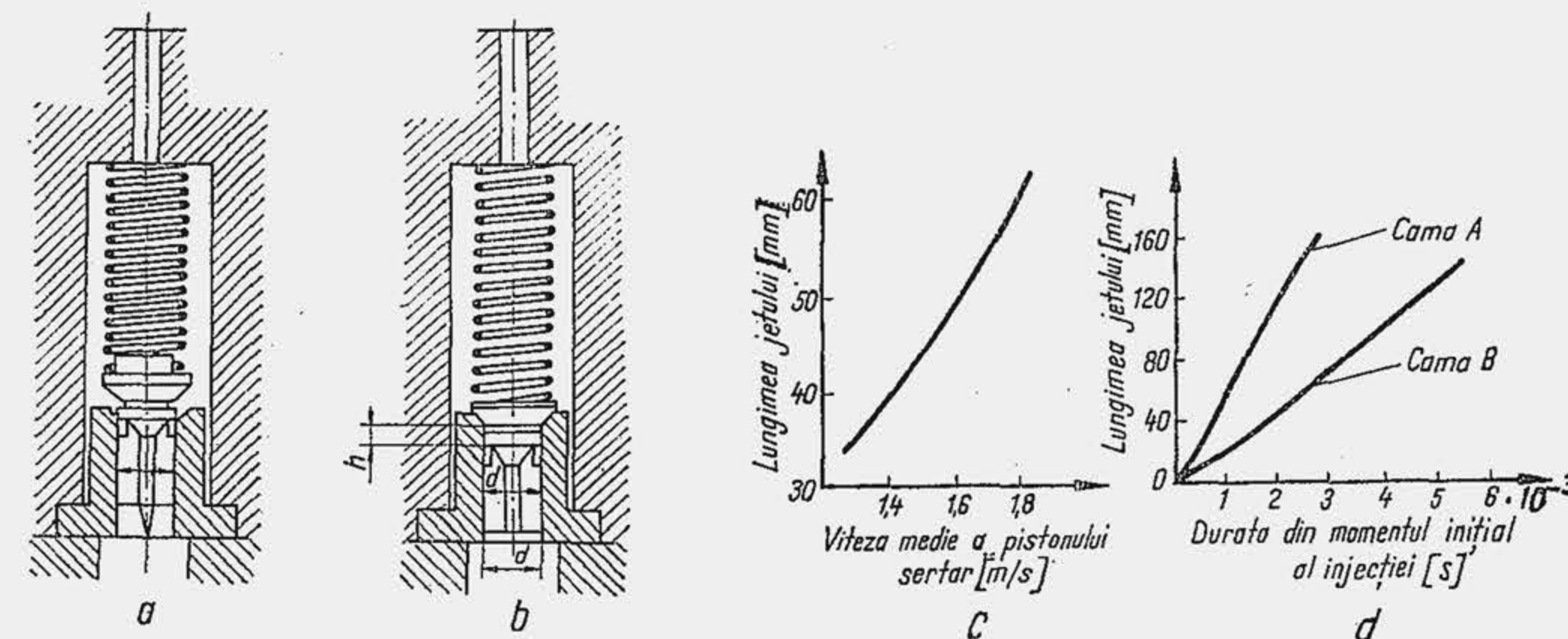


Fig. 18.18. Acțiunea supapei de refulare (*a* și *b*). Influența cinematicii sistemului-sertar asupra dezvoltării jetului (*c* și *d*).



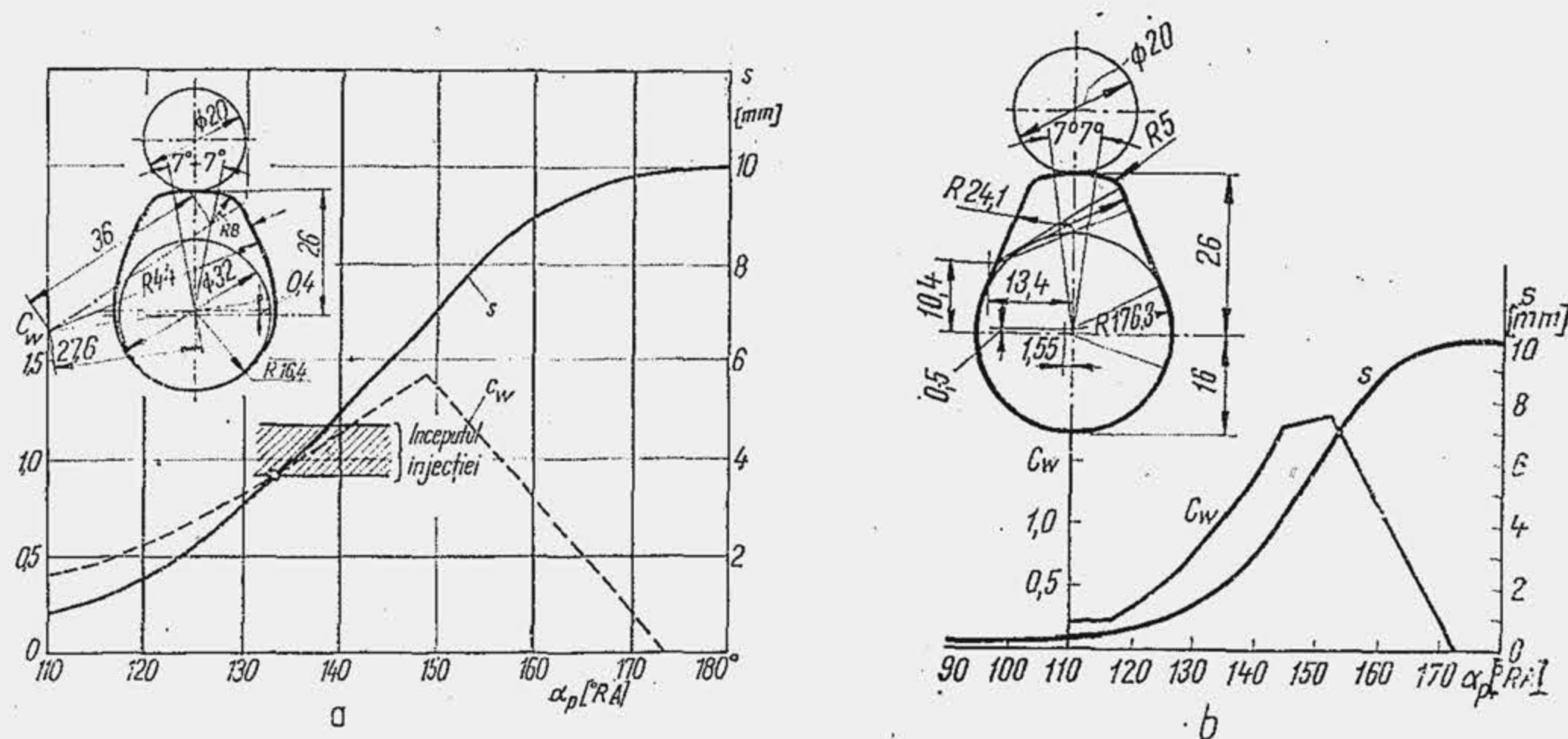


Fig. 18.19. Cinematica pistonului-sertar și variația coeficientului de viteză pentru o camă cu profil normal (a) și o camă cu profil tangențial (b).

volumul conductei de înaltă presiune crește cu mărimea  $\Delta V_{sr} = \pi d^2 h / 4$ , ceea ce este suficient pentru a permite destinderea combustibilului, care are o compresibilitate redusă, și a întrerupe injectia.

Profilul camei se alege astfel încât să se asigure caracteristica de injecție dorită (v. fig. 6.9); profilul camei influențează penetrația jetului întrucât controlează vitezele  $\bar{W}_p$  și  $W_p$  în perioada cursei utile (fig. 18.8, c, d), precum și uzările din sistemul de comandă. Se alege o camă cu accelerație constantă, iar profilul camei se face asimetric, ceea ce asigură viteze mari în cursa utilă. În figura 18.19 se arată legea de ridicare și variația coeficientului de viteză\* în funcție de unghiul RAP pentru două came: una cu profil normal (a) și una cu profil tangențial (b).

**Antrenarea arborelui cu came al pompei de injecție.** La pompele cu mai multe elemente de refulare, toate camele sînt fixate pe un arbore comun, care primește mișcarea de la arborele de distribuție 1 (fig. 18.20, a), prin intermediul unor roți dințate cilindrice, sau direct de la arborele cotit 2 prin intermediul unor roți dințate conice (b). În toate cazurile între arborele de acționare 3 și arborele cu came 4 se prevede un cuplaj de acționare 5. Cuplajul de acționare cu dinți (c) și (d) este format din bucșa cu dinți 1 fixată pe arborele cu came prin pană, flanșa 2 fixată rigid pe axul de acționare, discul cu dinți 3 fixat prin șuruburi de flanșa 2 și șaiba de legătură 4 confecționată din textolit și prevăzută cu patru tăieturi în care intră dinții de angrenare. Găurile flanșei 2 sînt ovale astfel încât, prin slăbirea șuruburilor 5 se modifică poziția arborelui de acționare față de arborele pompei, în vederea reglării avansului.

**Variația avansului la injecție cu sarcina și turația.** O soluție simplă de variație a avansului la injecție cu sarcina constă în prelucrarea corespunzătoare a rampei elicoidale. Astfel, dacă

\* Se numește coeficient de viteză  $C_W$  viteza pistonului-sertar  $W_p$  la turația de 1000 rot/min a arborelui pompei de injecție. Din relația de proporționalitate  $C_W / 1000 = W_p / n_p$  rezultă  $W_p = 10^{-3} n_p C_W$ , unde  $n_p$  este turația pompei.

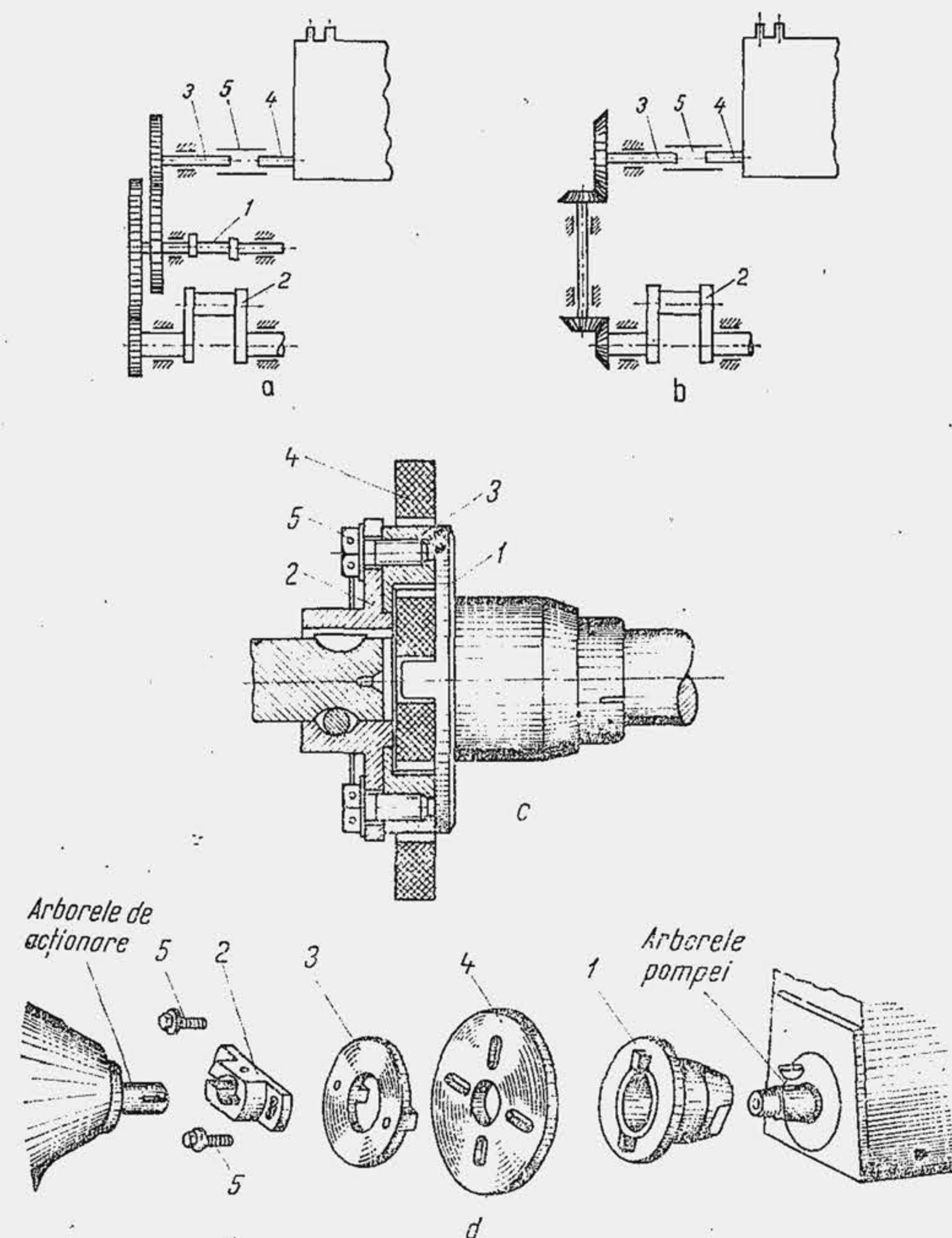


Fig. 18.20. Procedee de antrenare și cuplare a arborelui cu came și al pompei de injecție.

rampa elicoidală se prelucurează la partea inferioară a capului (fig. 18. 21, a), începutul injecției pe ciclu este fix (punctul I pe curba de ridicare), dar sfîrșitul ei este variabil cu sarcina (punctele  $F_1$  și  $F_2$ ); cu al doilea piston-sertar (b) începutul injecției variază (punctele  $I_1$ ,  $I_2$  etc.), iar avansul la injecție se reduce cu sarcina, ceea ce este de dorit; ultima soluție (c) modifică atât începutul cât și sfîrșitul injecției pe ciclu. Ultimele două soluții pot fi folosite la motoarele la care legea de variație a avansului cu sarcina și turația este precis determinată (de exemplu motoarele navelor care funcționează pe caracteristica de elice); la motoarele de automobil, întrucît la fiecare regim de viteză se poate trece prin toată gama de sarcini, nu se poate stabili un profil convenabil al rampei elicoidale, deoarece la fiecare regim de viteză este necesară altă lege de variație a avansului cu sarcina. De aceea, la aceste motoare se utilizează numai prima soluție. Variația avansului cu turația, necesară mai ales la motoarele cu cameră unitară și turație ridicată, se obține însă cu ajutorul unui cuplaj centrifugal (fig. 18.22), format din discul conducător 1 și discul condus 2 prevăzută cu proeminențele 3; în locașul dintre proeminențe se introduc masele 4, iar între umerii 5 se fixează arcurile 6. Cînd turația motorului crește, masele se deplasează radial și rotesc discul condus față de discul conducător, modificînd avansul. La reducerea turației intră în acțiune arcurile 6 care readuc discurile în poziția inițială.



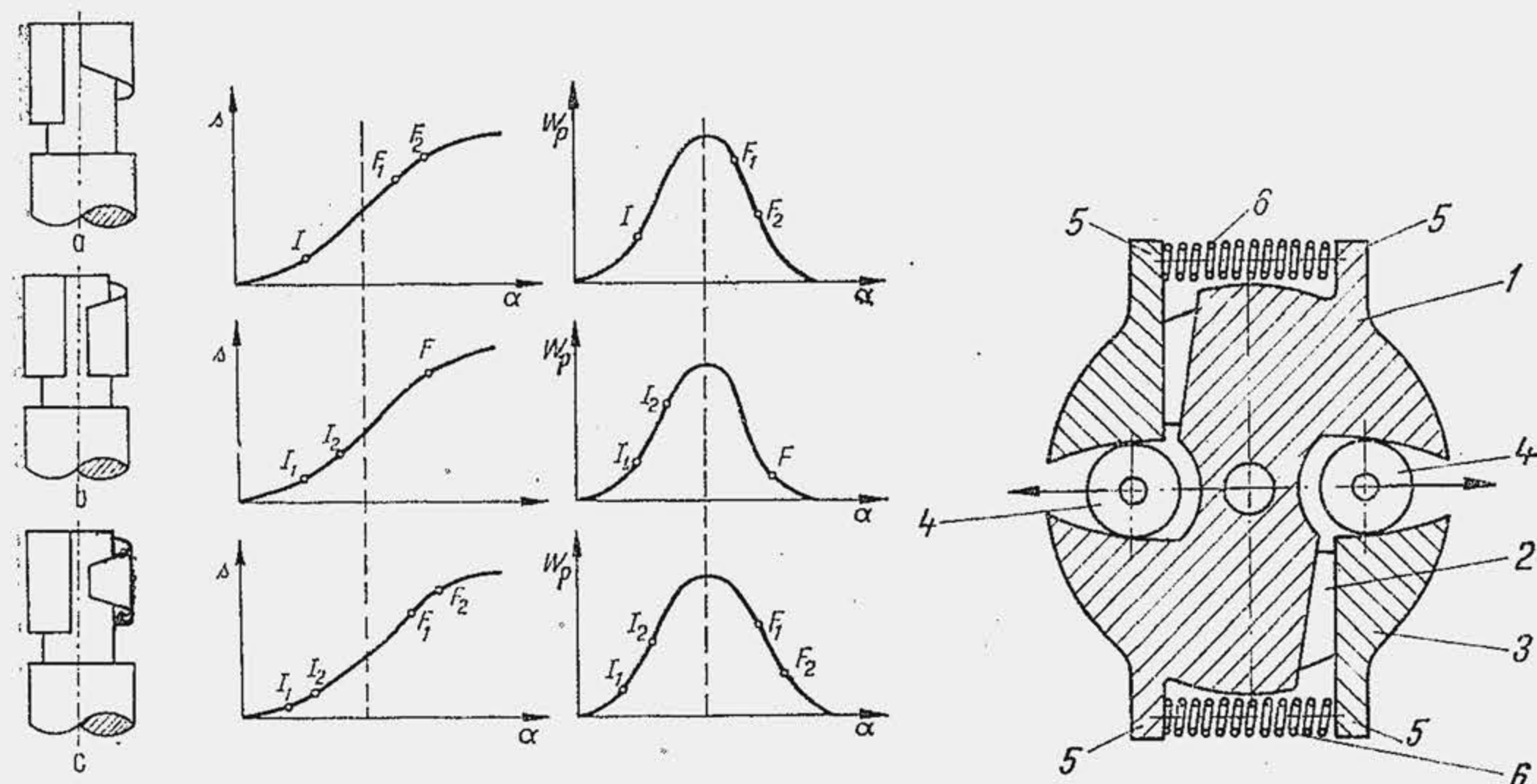


Fig. 18.21. Tipuri de rampă helicoidală și influența lor asupra momentelor inițial ( $I$ ) și final ( $F$ ) de injecție.

### 18.3.2. POMPA DE INECȚIE CU DISTRIBUTOR ROTATIV

Pompa de injecție cu elemente de refulare pentru fiecare cilindru constituie o soluție costisitoare, deoarece utilizarea unui număr mai mare de subansambluri identice, de mare precizie — piston-sertar și cilindru — scumpește fabricația și întreținerea, mărește gabaritul, complică reglajul și limitează gradul de uniformitate în alimentarea cilindrilor. De aceea, în prezent se răspîndesc pompele de injecție care deservesc toți cilindrii motorului cu un singur element de pompare, ceea ce elimină parțial sau integral toate dezavantajele pompei clasice cu piston-sertar.

Dintre pompele de injecție cu element unic de refulare, pompa de injecție DPA-CAV cu distribuitor rotativ și pistoane opuse se fabrică în prezent în țară. Pompa de injecție (fig. 18.23, *a*) cuprinde distribuitorul rotativ cilindric 1 care se mișcă în carcasa 2 (capul hidraulic). Distribuitorul este prevăzut cu un canal axial 3, terminat la o extremitate cu cilindrul 4, în care se deplasează în sens opus pistoanele plonjoare 5. Canalul axial comunică cu un grup de canale radiale 6, servind pentru admisiunea combustibilului; ele vin succesiv în legătură cu canalul 7 din carcasă. La cealaltă extremitate a canalului axial este practicat canalul radial 8, care ajunge succesiv în legătură cu grupul de canale radiale 9 din carcasă, destinate refulării combustibilului spre injectoare. Numărul canalelor radiale 6 și 9 este egal cu numărul cilindrilor motorului deservit de pompă; canalele sînt uniform distribuite în jurul axei de rotație. Pistoanele 5 sînt acționate de inelul cu came interioare 10 prin intermediul unor tacheți cu role. Combustibilul este vehiculat din rezervorul 11 spre pompa de injecție de către pompa de alimentare 12. După trecerea prin filtrul 13, combustibilul ajunge la o pompă volumetrică cu paletă 14, numită pompă de transfer. Debitul refulat de pompa de transfer este dirijat prin conducta 15 spre distribuitor, prin conducta 16 în spațiul din spatele pistoanelor și prin conducta 17 într-un circuit retur. Cantitatea de combustibil care curge spre dis-

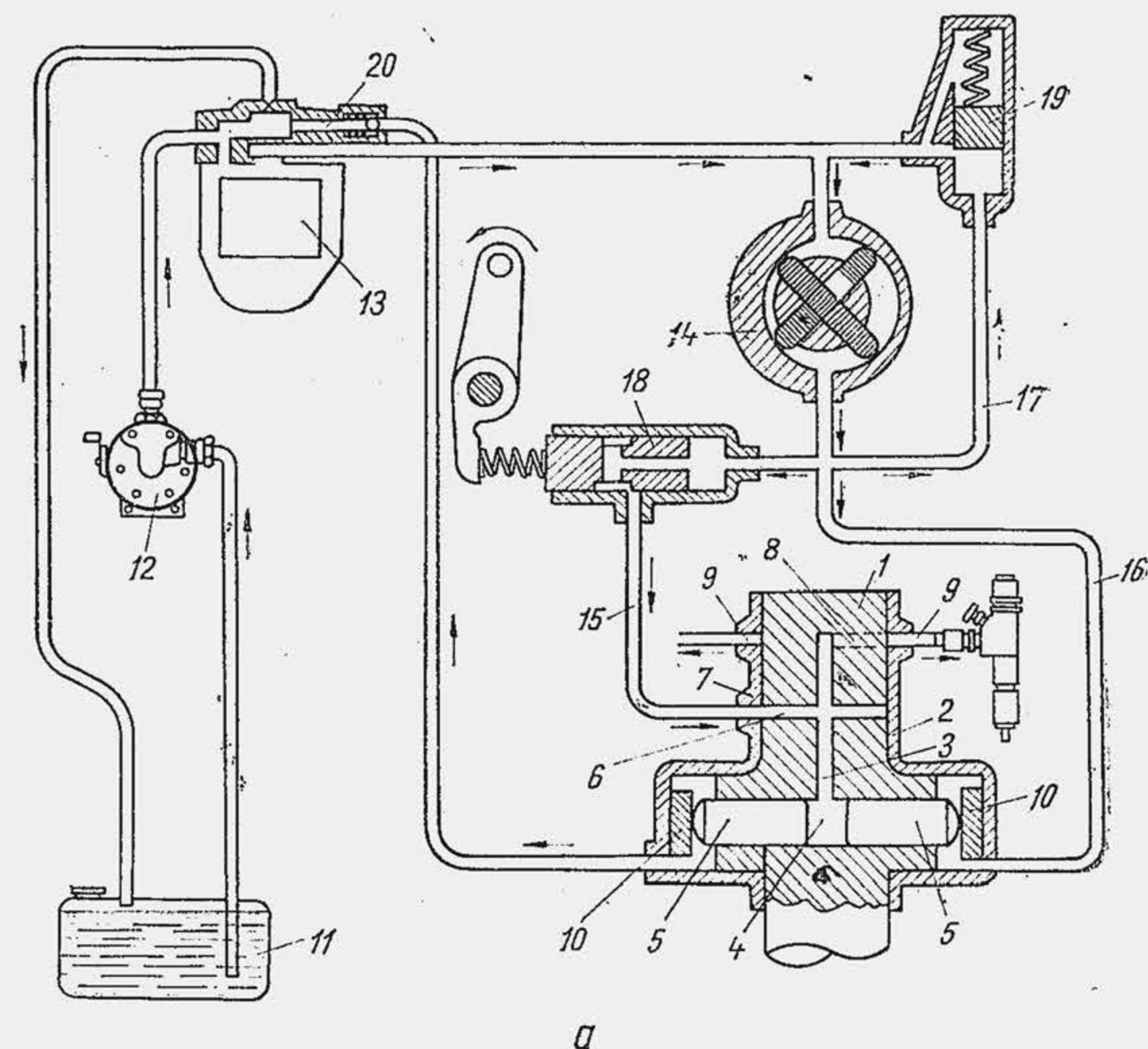
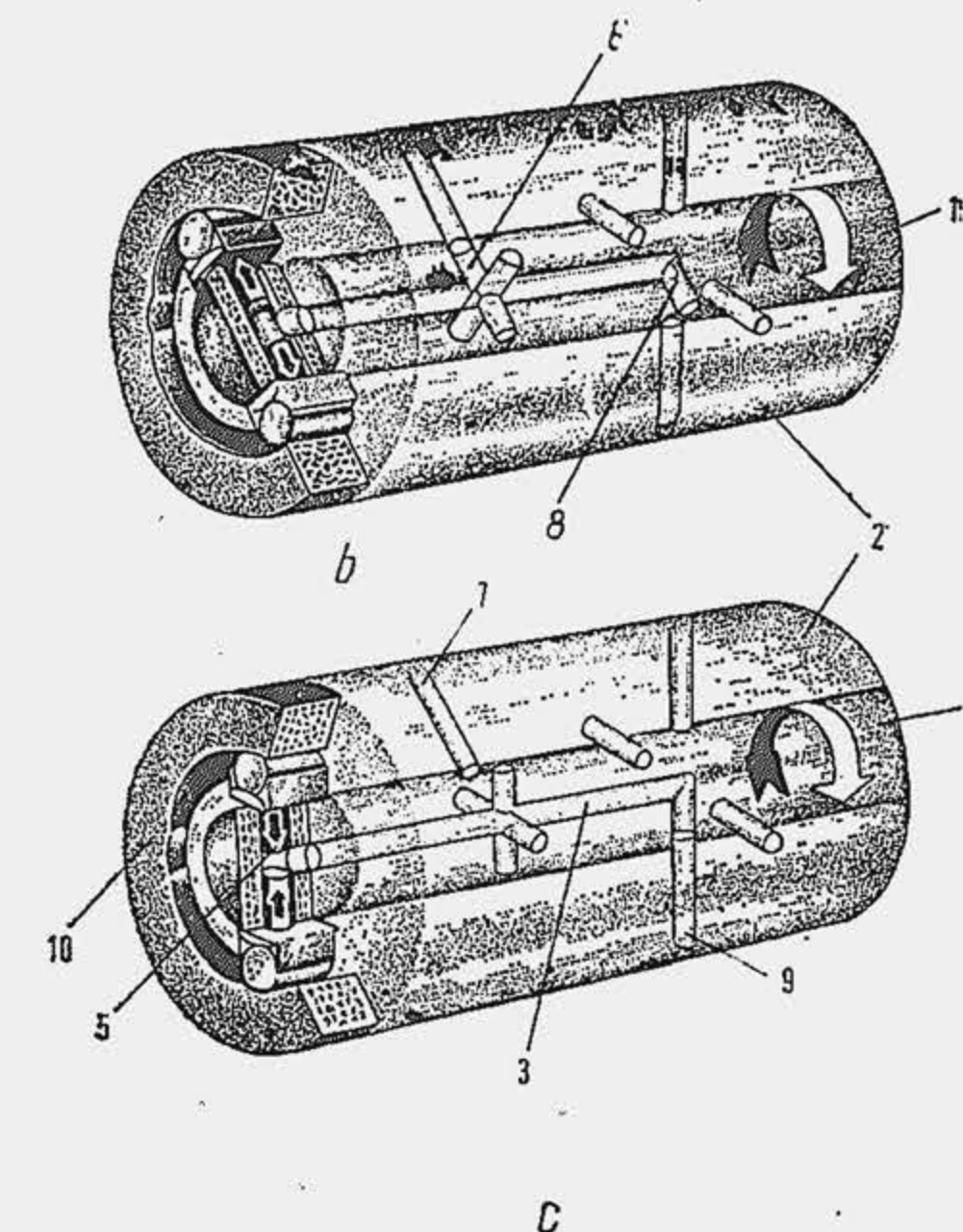


Fig. 18.23. Schema funcțională a pompei cu distribuitor rotativ.



tributor poate fi modificată de sertarul de laminare 18, comandat de un reglator mecanic sau hidraulic. În circuitul de retur se montează supapa 19, care menține cvasiconstantă presiunea de refulare a pompei de transfer. Combustibilul din carcasă acționează pistoanele pe fața exterioară la o presiune reglată de supapa 20.



Pompa funcționează astfel. Combustibilul este admis în distribuitor sub acțiunea pompei de transfer, în perioada în care unul dintre canalele radiale 6 (fig. 18.23, b) ajunge în dreptul canalului de alimentare 7. Refularea combustibilului spre injector are loc prin deplasarea pistoanelor de către came: în timpul refulării, distribuitorul se află în legătură cu injectorul respectiv prin canalele 8 și 9 (fig. 18.23, c).

O particularitate constructivă esențială a pompei de injecție este lipsa elementului elastic care asigură contactul permanent între piston și camă. Ca urmare, cu excepția cursei de refulare când pistoanele sînt acționate de came, poziția instantanee a pistoanelor opuse este determinată de echilibrul dinamic al forțelor centrifuge, de presiune, de inerție și de frecare.

În comparație cu alimentarea cilindrilor motorului cu pompe individuale, alimentarea cilindrilor cu o singură pompă, conduce la un timp disponibil pentru admisiunea și refularea combustibilului de  $i$  ori mai mic,  $i$  fiind numărul de cilindri. Datorită reducerii timpului disponibil pentru admisiune, la creșterea turației spațiul dintre pistoane se umple incomplet, din care cauză apare o limitare a turației maxime a pompei. Acest neajuns este înlăturat prin montarea pompei de transfer care realizează în amonte sertarului de laminare 18 o presiune suficientă pentru a asigura și la turații ridicate admisiunea cantităților necesare de combustibil.

Modificarea debitului de combustibil cu sarcina se realizează pe baza principiului de reglaj *aspirație variabilă* și *refulare totală*, ceea ce asigură simplitatea constructivă.

Principiul de reglaj se realizează prin laminarea variabilă a admisiunii cu ajutorul sertarului de laminare.

Pompa menționată se poate dispensa de supapa de refulare, întrucît dispune de o posibilitate proprie de descărcare a conductelor de înaltă presiune. În adevăr, dacă legătura dintre conducta de înaltă presiune și distribuitor este menținută și după ce pistoanele au ajuns pe vârful camelor, există posibilitatea descărcării conductei în distribuitor prin creșterea volumului dintre pistoane. Descărcarea energetică a conductei urmărește să realizeze o întrerupere relativ bruscă a injecției pentru a atenua fenomenul de picurare; ea poate provoca apariția de goluri în conductă, pericol care este prevenit prin limitarea deplasării pistoanelor în cursul descărcării. Dintre dezavantajele pompei se menționează funcționarea cu șoc și zgomot, deoarece pistoanele nu păstrează contactul permanent cu cama, precum și tehnologia de mare precizie.

Pompa DPA-CAV fabricată în țară este alcătuită dintr-un corp turnat din aliaj de aluminiu (fig. 18.24). La partea frontală a corpului se fixează capul hidraulic pe care se prinde corpul supapei de reglare a pompei de transfer. Capul hidraulic este un organ principal al pompei care asigură distribuția combustibilului în pompă și la injectoare. La partea superioară a corpului se fixează pîrghiile și arcurile regulatorului care se acoperă etanș cu un capac. În partea posterioară a corpului se introduce axul pompei care are capătul exterior conic pentru cuplare; capătul interior se cuplează prin caneluri cu rotorul pompei. Pe axul pompei se montează masele regulatorului. Rotorul pompei se montează în capul hidraulic și formează împreună cu acesta un ansamblu de precizie înaltă care nu este interschimbabil. Tocmai pentru acest motiv, capul hidraulic în care se mișcă rotorul se confecționează *independent* de corpul pompei. Extremitatea interioară a rotorului se cuplează cu axul pompei. La cealaltă extremitate se fixează prin înșurubare în sensul invers de mișcare, rotorul pompei de transfer; statorul pompei rotative sub forma unui inel se fixează în capul hidraulic. În corpul pompei se fixează inelul cu came care transmite mișcarea la pistonase prin o rolă și un papuc care culisează în locașurile practice în porțiunea mai groasă a rotorului. Pompa DPA se utilizează pentru motoare care nu depășesc 5 000 rot/min și au o cilindree pînă la 1,8 l. Pompa are o construcție compactă. În interiorul ei circulă motorină sub presiune care asigură ungerea și împiedică pătrunderea impurităților și apei. Nu necesită

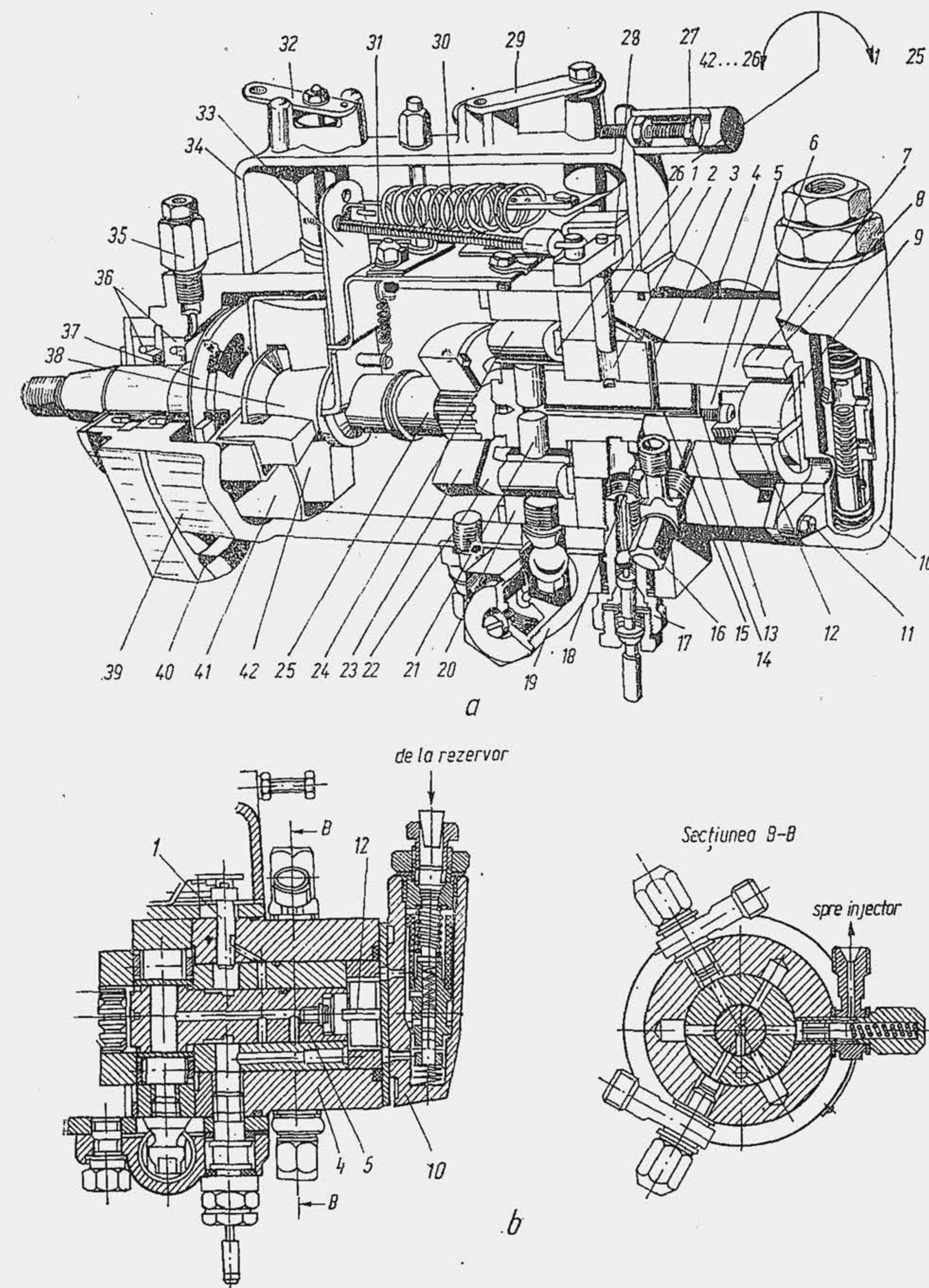


Fig. 18.24. Pompa de injecție DPA-CAV:

1 — sertar de laminare (supapa de dozaj); 2 — canal de alimentare cu combustibil controlat de supapa 1; 3 — canal de alimentare a distribuitorului; 4 — bușă exterioră a capului hidraulic; 5 — distribuitorul rotativ; 6 — bușă interioară a capului hidraulic; 7 — statorul pompei de transfer; 8 — garnitura de etanșare; 9 — rotorul pompei de transfer; 10 — corpul supapei de reglare a pompei de transfer; 11 — șurub de fixare a corpului 10; 12 — paletelile pompei de transfer; 13 — canalul radial al distribuitorului pentru refularea combustibilului; 14 — canal radial al capului hidraulic pentru refularea combustibilului la injector; 15 — canal axial al distribuitorului; 16 — supapă de presiune; 17 — dispozitiv de blocare a corectorului de debit; 18 — canal axial pentru alimentare cu combustibil; 19 — dispozitivul de avans la injecție; 20 — inelul cu came; 21 — pistonul plonjor; 22 — placă de reglaj față; 23 — placă de antrenare; 24 — rola tachelului împingător al pistonului; 25 — arborele de antrenare; 26 — placă de reglaj spate; 27 — șurubul de limitare a cursei pîrghiei de accelerare; 28 — brațul sertarului de laminare supapa de reglaj; 29 — pîrghia de accelerare; 30 — arcul principal al pîrghiei de accelerare; 31 — tija cu arc a regulatorului; 32 — pîrghia de oprire a motorului (întreruperea alimentării cu combustibil); 33 — brațul regulatorului; 34 — capacul regulatorului; 35 — racord pentru scăpări; 36 — garnitură de etanșare; 37 — amortizorul de vibrație; 38 — manșonul regulatorului de turație; 39 — carcasa pompei de injecție; 40 — gaură pentru fixarea pompei de injecție; 41 — carcasa maselor regulatorului; 42 — masele regulatorului.



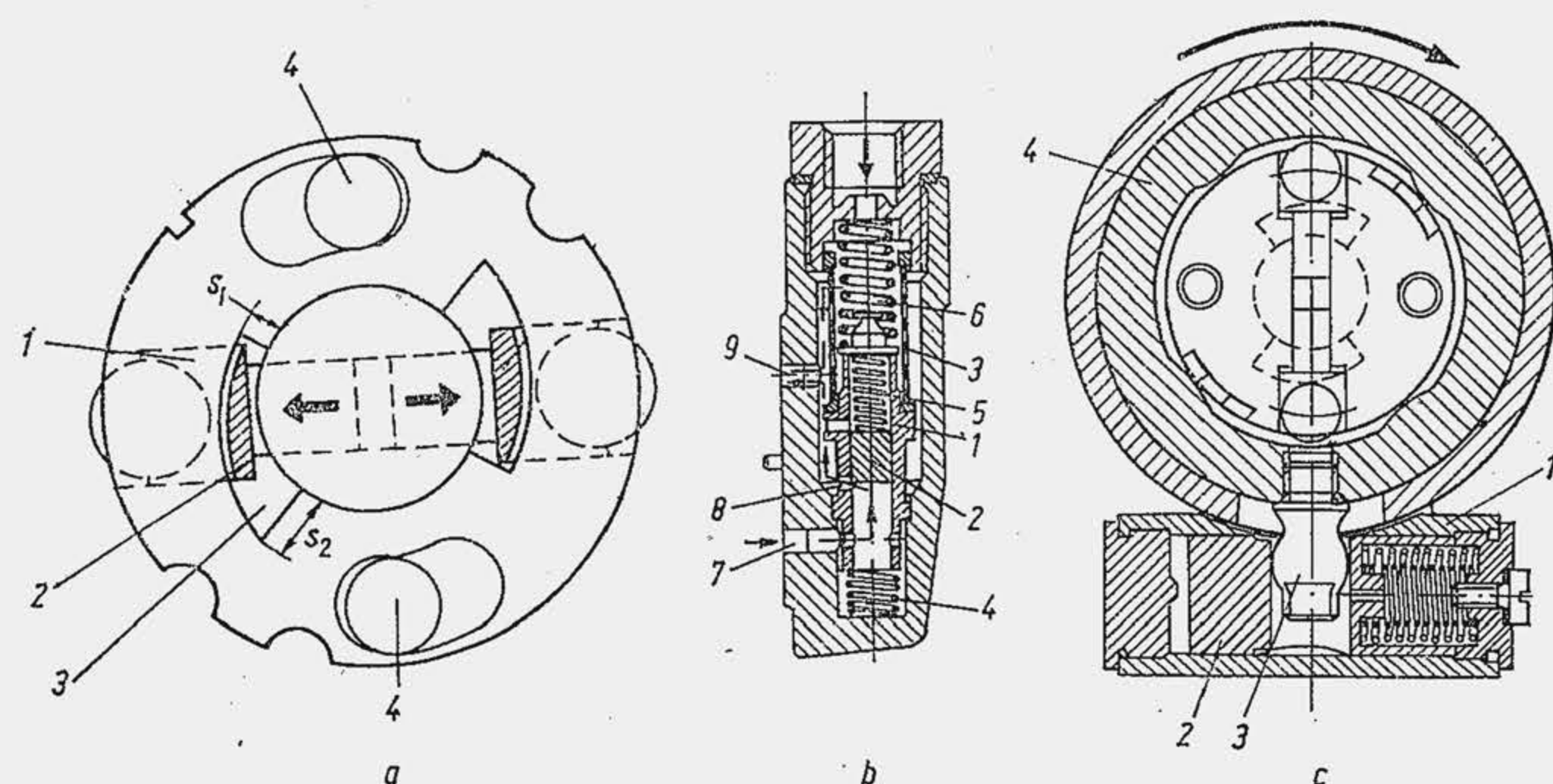


Fig. 18.25. Dispozitive pentru reglarea cursei pistonului plonjor (a), pentru reglarea presiunii pompei de transfer — supapa de reglare (b), pentru reglarea avansului pompei de injecție.

lucrări pentru reglarea uniformității debitelor deoarece au un singur element de pompare. Nu necesită operații de întreținere în exploatare.

În scopul unificării producției aceeași pompă DPA se livrează pentru motoare de cilindree diferită. De aceea, uzina prevede un sistem care permite adaptarea pompei în raport cu cilindreea motorului. Astfel, prin modificarea cursei maxime a pistonului se livrează doze maxime de combustibil, diferențiate (în anumite limite) după puterea pe cilindru dezvoltată de motor. Pentru aceasta, papucii 1 (fig. 18.25, a) sînt prevăzuți cu umerii 2 care intră în fantele excentrice 3, executate pe discul de reglaj 22 (din figura 18.24) a cărui poziție relativă față de placa de antrenare 26 se fixează cu șuruburile 4. Se observă că prin rotirea plăcii de reglaj fanta în care se sprijină umerii 2 permite creșterea cursei maxime a pistoanelor de la  $s_1$  la  $s_2$ . Supapa de reglare a pompei de transfer controlează presiunea pompei de transfer și variația ei cu turația; în plus, evită dezamorsarea pompei la staționare. În corpul supapei (b) se fixează bușa 1 în care se deplasează pistonul 2 de reglare, filtrul de combustibil 3 și arcurile 4, 5 și 6. În funcționare, combustibilul refulat de pompa de transfer prin canalul 7 ridică pistonul 2 care descoperă progresiv canalul 8, ceea ce permite ca o parte din combustibil să se reîntoarcă prin canalul 9 la pompa de transfer, reducînd astfel presiunea de transfer.

Pompa are un dispozitiv automat de variație a avansului cu turația, cu comandă hidraulică (c). Dispozitivul este alcătuit dintr-o bușă 1 în interiorul căreia se deplasează pistonul 2, acționat de o parte de combustibilul refulat de pompa de transfer iar de cealaltă parte de un resort. Șurubul cu cap sferic 3, fixat pe inelul cu came 4 pătrunde în corpul pistonului 2. Inelul cu came 4 se poate roti liber în corpul pompei 2. Inițial, pistonul este deplasat de resort spre stînga — avansul este minim. Pe măsura ce crește turația și odată cu ea presiunea pompei de transfer, pistonul 2 e deplasat spre dreapta, rotește inelul 4 și mărește avansul la declanșarea injecției. La pornire, un dispozitiv manual blochează pistonul în poziția de avans minim sau nul.

### 18.3.3 CARACTERISTICA DE DEBIT

Se numește caracteristică de debit a pompei de injecție variația dozei de combustibil cu turația pompei. La pompele cu piston-sertar, volumul de combustibil  $V_u$ , care corespunde cursei utile teoretice  $s_u$ , nu satisface condiția  $V_u = \tilde{V}_c$  decât la un singur regim de funcționare. Mai multe fenomene modi-

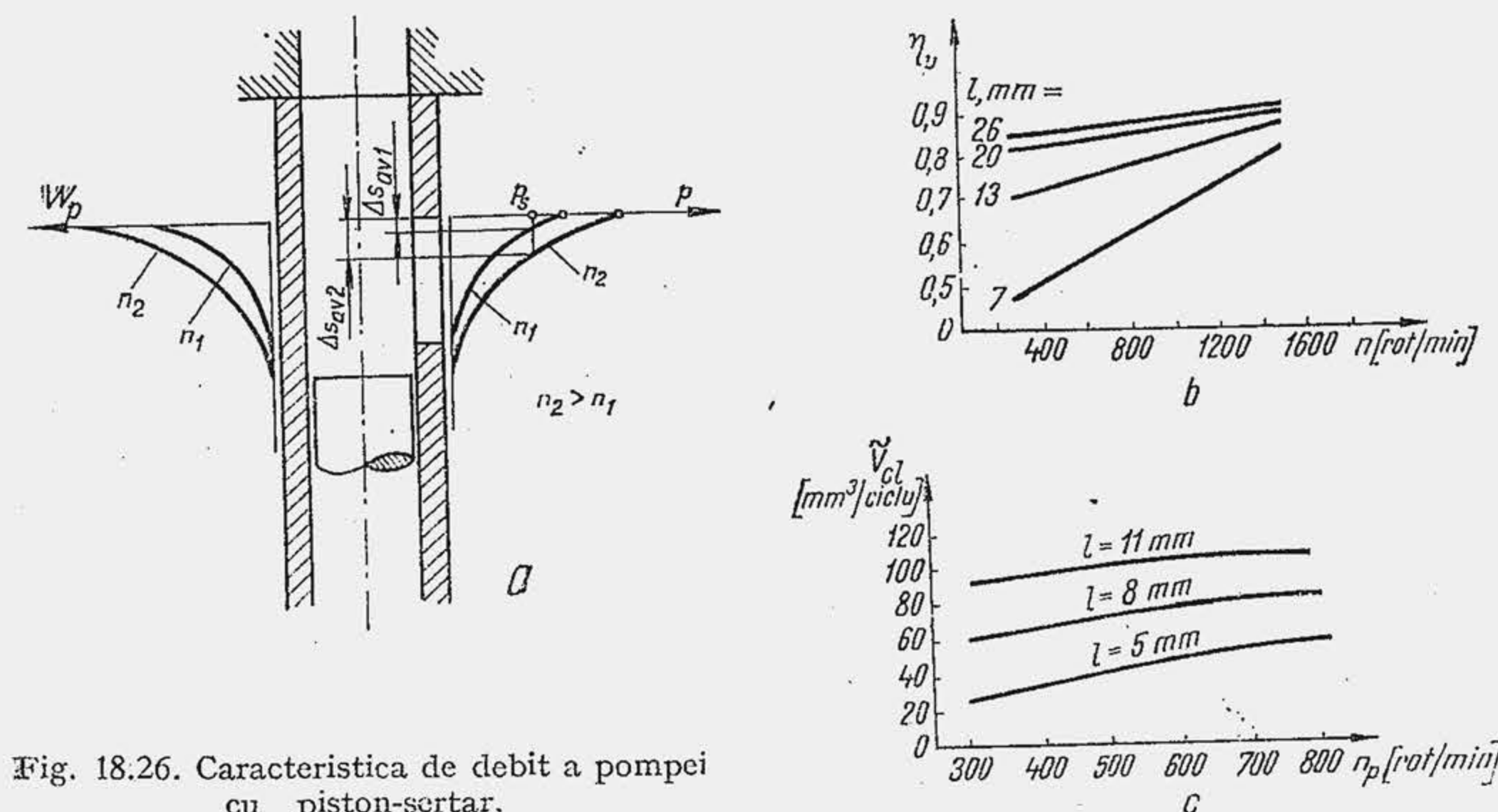


Fig. 18.26. Caracteristica de debit a pompei cu piston-sertar.

fică volumul  $V_u$  sau cursa utilă  $s_u$ . Se consideră inițial combustibilul ca un fluid incompresibil. Se transcrie ecuația de laminare (18.19) pentru condițiile de la pompă, când pistonul-sertar se ridică și refulează combustibilul din cilindrul elementului de pompare — presiunea  $p$  — în conducta de alimentare de joasă presiune — presiunea  $p_a$  — prin orificiul de alimentare 18 de secțiune efectivă  $\mu_a A_a$ :

$$p = p_a + 4,5 \rho_c (A_p / \mu_a A_a)^2 n^2 W_p^2. \quad (18.20)$$

Relația (18.20) arată că presiunea în cilindrul elementului de pompare crește odată cu ridicarea pistonului sertar — efectul vitezei momentane  $W_p$  (fig. 18.26, a). Presiunea  $p_s$  la care se deschide supapa de refulare este relativ mică, determinată de arcul supapei. De aceea, presiunea  $p$  atinge valoarea  $p_s$  înainte ca pistonul să acopere complet orificiul 18 (v. și fig. 18.15). Astfel, refularea combustibilului începe cu avans față de cursa geometrică\*, avansul  $\Delta s_{av}$  fiind cu atât mai mare cu cât turația este mai ridicată ( $\Delta s_{av2} > \Delta s_{av1}$ ). Din cauza laminării un fenomen analog are loc la sfîrșitul cursei utile, când presiunea în cilindru nu scade instantaneu, deși rampa elicoidală deschide parțial orificiul de alimentare; cursa utilă se prelungește cu valoarea  $\Delta s_{int}$  cu atât mai mare cu cât turația e mai ridicată. Prin urmare, din cauza fenomenului de laminare, volumul  $V_u$ , generat în cursa utilă, crește cu fracțiunile  $\Delta V_{av}$  și  $\Delta V_{int}$ .

Dacă se consideră acum compresibilitatea combustibilului și deformarea conductei, volumul cursei utile se reduce cu fracțiunile  $\Delta V_b$ , respectiv  $\Delta V_d$  corespunzătoare reducerii de volum a combustibilului și creșterii de volum a conductei. În fine, volumul cursei utile se reduce cu fracțiunea  $\Delta V_{sc}$  corespunzătoare scăpărilor de combustibil prin jocurile dintre piston și cilindru, scăpări care reprezintă la plină sarcină 2...3%. Astfel, volumul efectiv refulat de pompă va fi:

$$\tilde{V}_c = V_u + (\Delta V_{av} + \Delta V_{int}) - (\Delta V_b + \Delta V_d + \Delta V_{sc}). \quad (18.21)$$

\* Vezi paragraful 18.9, — determinarea avansului.



$$\eta_p = \frac{\tilde{V}_c}{V_u} = 1 + \frac{(\Delta V_{av} + \Delta V_{int}) - (\Delta V_b + \Delta V_a + \Delta V_{sc})}{V_u} \quad (18.22)$$

se numește *coeficientul de debit al pompei*. Pentru sisteme de injecție cu conducte lungi, suma din a doua paranteză este mai mare decât cea din prima, iar  $\eta_p = 0,85 \dots 0,9$ ; pentru sisteme de injecție cu conducte scurte  $\eta_p = 0,9 \dots 1,0$ . Mai mult decât valoarea absolută a coeficientului  $\eta_p$  este interesantă variația acestuia cu turația și sarcina. Astfel se constată că  $\eta_p$  scade sensibil cu reducerea turației și sarcinii ( $b$ ) în primul caz datorită slăbirii fenomenului de laminare (scad  $\Delta V_{av}$  și  $\Delta V_{int}$ ), în al doilea caz ca urmare a intensității scăpărilor relative. Ca urmare, doza pe ciclu se micșorează evident cu turația și sarcina ( $c$ ). Această împrejurare împiedică funcționarea MAC-ului pe caracteristica exterioară la limita de fum pentru o poziție fixă a cremalierii (v. fig. 9.19). De aceea la pompele cu piston-sertar se prevăd corectoare de debit care compensează debitul de combustibil la reducerea turației. Se disting două metode de corectare, și anume: 1) modificarea debitului cu menținerea cremalierii în poziție fixă; 2) modificarea debitului prin deplasarea cremalierii. Dispozitivul de corectare se numește corector de debit. Cele două metode se realizează prin plasarea diferită a corectorului, și anume: în primul caz corectorul este montat în interiorul elementului pompei de injecție, iar în al doilea caz în exteriorul lui.

**Corector montat în interiorul elementului pompei de injecție.** Un asemenea corector este chiar supapa de refulare care are o construcție specială (fig. 18.27, *a*) și anume canalele executate pe supapă, care permit trecerea combustibilului, au în partea superioară o secțiune variabilă. Când turația crește, refularea trebuie să se producă într-un timp mai scurt, deci viteza de curgere a combustibilului prin canale crește ceea ce sporește rezistența de curgere. Drept rezultat, presiunea combustibilului în amonte, supapei de refulare crește și amplifică forța care lucrează asupra supapei împotriva arcului ei. Astfel, supapa se ridică mai mult, realizând secțiuni de trecere mai mari. La terminarea injecției, când supapa se așază pe sediu, efectuează o cursă mai mare, dislocând un volum mai mare în avalul ei. La injecția următoare, pistonul va trebui să trimită mai întâi combustibilul pentru a umple volumul dislocuit de

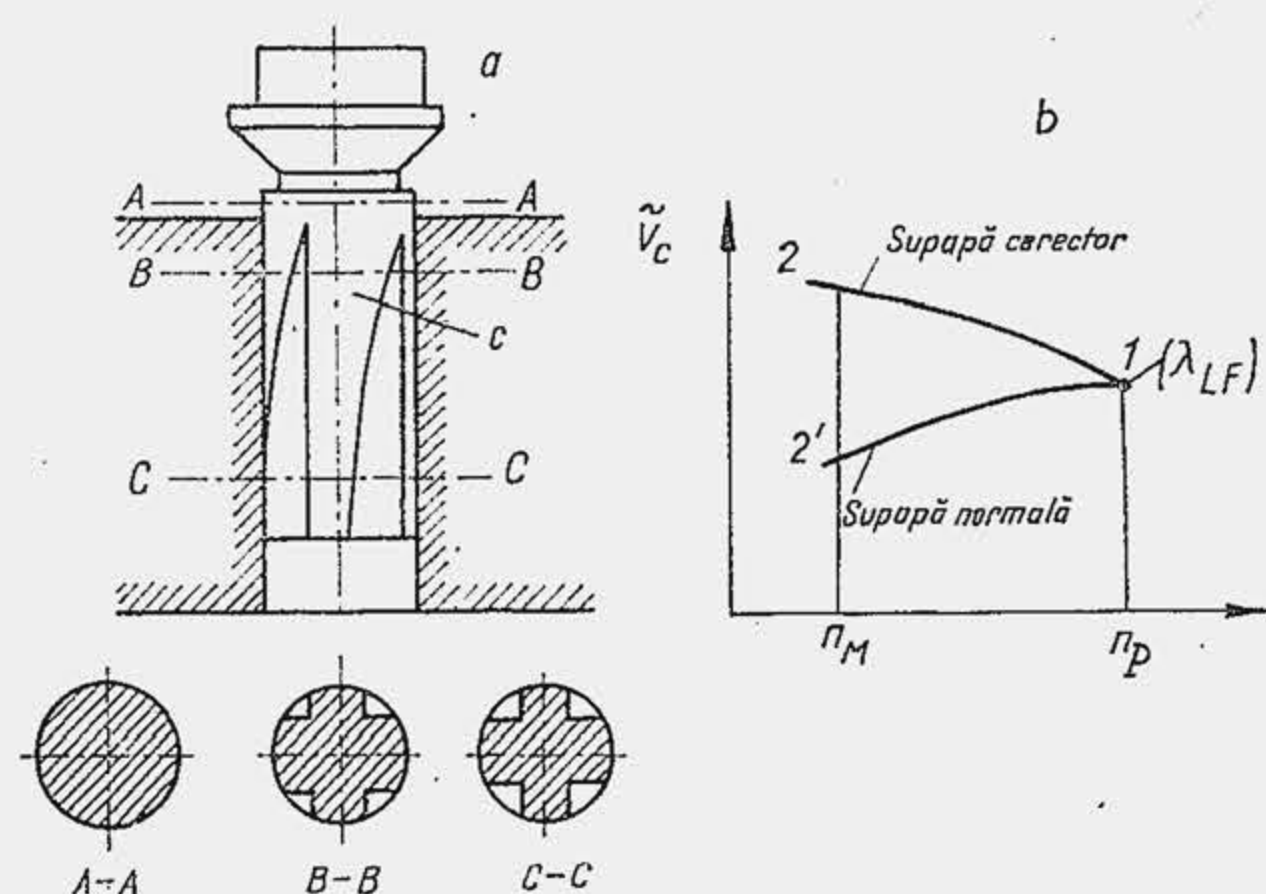


Fig. 18.27. Supapă corector și efectul ei.

supapă și numai apoi combustibilul este trimis către injector. În acest fel este diminuat efectul de creștere a cantității de combustibil refulat de pompă către injector odată cu creșterea turației sau altfel spus  $\eta_p$  nu mai crește cu turația. Dacă se fixează la turația de putere maximă  $n_p$  doza de combustibil care asigură  $\lambda = \lambda_{LF}(b)$  atunci când  $n$  scade  $\lambda \leq \lambda_{LF}$ , ceea ce mărește coeficientul  $\sigma_M$  de adaptabilitate la tracțiune (v. și fig. 9.19). Supapa corectoare

prezintă următoarele dezavantaje: 1) nu asigură o formă identică a caracteristicilor corectate pentru toate elementele de refulare din cauza toleranțelor de fabricație a canalelor din supapă; 2) produce creșterea avansului la injecție la reducerea turației, ceea ce este dezavantajos pentru performanțele motorului.

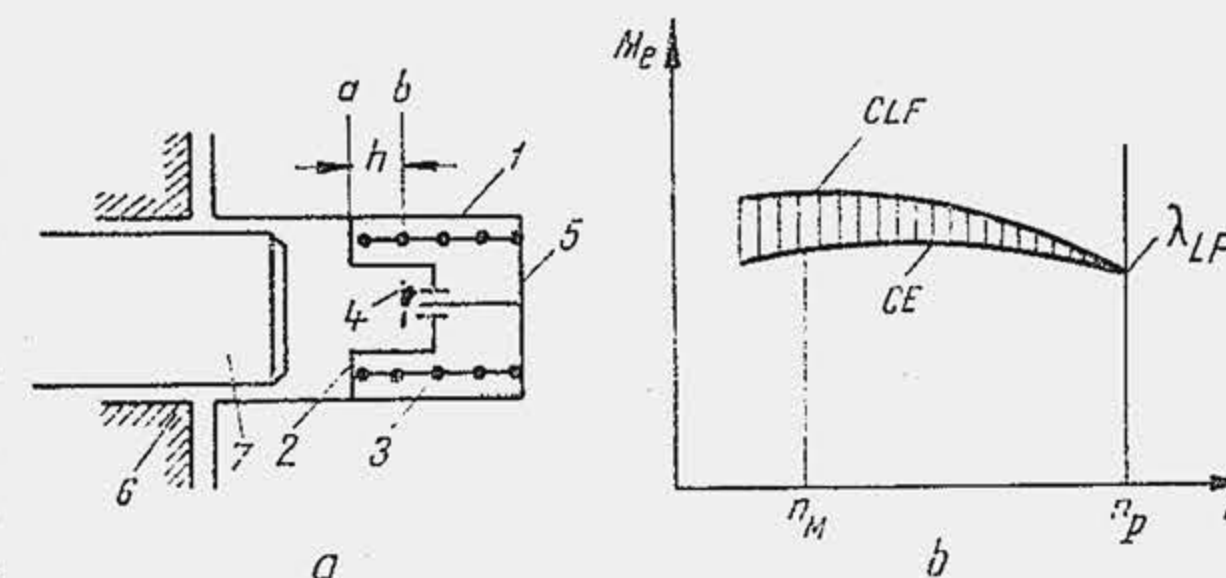


Fig. 18.28. Corector cu reazem elastic pentru cremalieră: CE — fără corector, CLF — cu corector.

**Corector montat în exteriorul elementului de refulare.** Acest tip de corector nu acționează asupra caracteristicii pompei de injecție, ci modifică debitul pompei corespunzător cerințelor motorului, printr-o deplasare suplimentară și automată a cremalierii, numai în regimul de sarcină totală. Cu astfel de corectoare sînt prevăzute pompele de injecție echipate cu regulatoare pentru toate regimurile (v. par. 18.6). Prin modul lor de acționare, aceste dispozitive înlătură aproape total dezavantajele arătate mai înainte.

Dispozitivele corectoare se realizează: 1) sub forma unor opritoare elastice ale cremalierii de comandă; 2) sub forma unui punct mobil de sprijin al capătului pîrghiei de comandă a cremalierii. Opritorul elastic al cremalierii (fig. 18.28, *a*) este format din cilindrul 1, în interiorul căruia se montează capacul mobil 2, arcu 3 și opritorul 4 fixat pe capacul 5. Cilindrul 1 este fixat de corpul pompei 6 din care iese afară capătul cremalierii 7, opus celui acționat de regulator. Dacă se presupune că maneta de comandă a pompei este în poziția de debit maxim de combustibil și că motorul funcționează la turația  $n_p$  atunci capătul cremalierii se va găsi în poziția *a*. Când dispozitivul de corecție lipsește, poziția *a* este o poziție limită pentru deplasarea cremalierii și corespunde reglajului  $\lambda = \lambda_{LF}$ ; în acest caz, în poziția *a* se găsește un opritor fix, cremaliera nemaiputîndu-se deplasa spre dreapta pentru a mări debitul de combustibil. Dacă pompa este prevăzută cu dispozitivul de corecție menționat, iar maneta de comandă este în aceeași poziție, atunci la scăderea turației motorului, greutatea regulatorului se apropie și sub acțiunea arcului regulatorului cremaliera este obligată să se deplaseze spre dreapta: capătul cremalierii deplasează capacul mobil 2 comprimînd arcu 3, care are rolul de a restabili echilibrul de forțe. Cremaliera se deplasează spre dreapta (poziția *b*) cu distanța *h*, pînă cînd atinge opritorul 4. De obicei poziția *b* a cremalierii corespunde turației  $n_M$ , de moment maxim al motorului (*b*).

Pompele cu distribuitor rotativ nu necesită un corector de debit deoarece funcționează după principiul aspirație variabilă și refulare totală.

#### 18.3.4. DIMENSIONAREA POMPEI CU PISTON-SERTAR

Dacă se notează cu  $V_{m1}$  și  $V_{m2}$  volumele corespunzătoare primei și ultimei curse moarte și cu  $V_u$  volumul cursei utile, atunci volumul total al cilindrului va fi  $V_t = V_{m1} + V_u + V_{m2}$ . Substituind pe  $V_u$  din relația (18.22) și considerînd că  $V_{m1} + V_{m2} = (0,5 \dots 0,6) V_t$ , rezultă:  $V_t = (\tilde{V}_c / \eta_p) + (0,5 \dots 0,6) V_t$  sau, în definitiv,

$$V_t = (2 \dots 2,5) \tilde{V}_c / \eta_p \text{ [mm}^3\text{]}. \quad (18.23)$$

De obicei se ia în considerare o suprasarcină a motorului astfel că doza pe ciclu se amplifică pînă la 25...30%. De aceea în relația (18.23) se introduce  $\tilde{V}'_c = 1,25 \dots 1,30 \tilde{V}_c$ , iar  $\tilde{V}_c$  rezultă din (18.14).



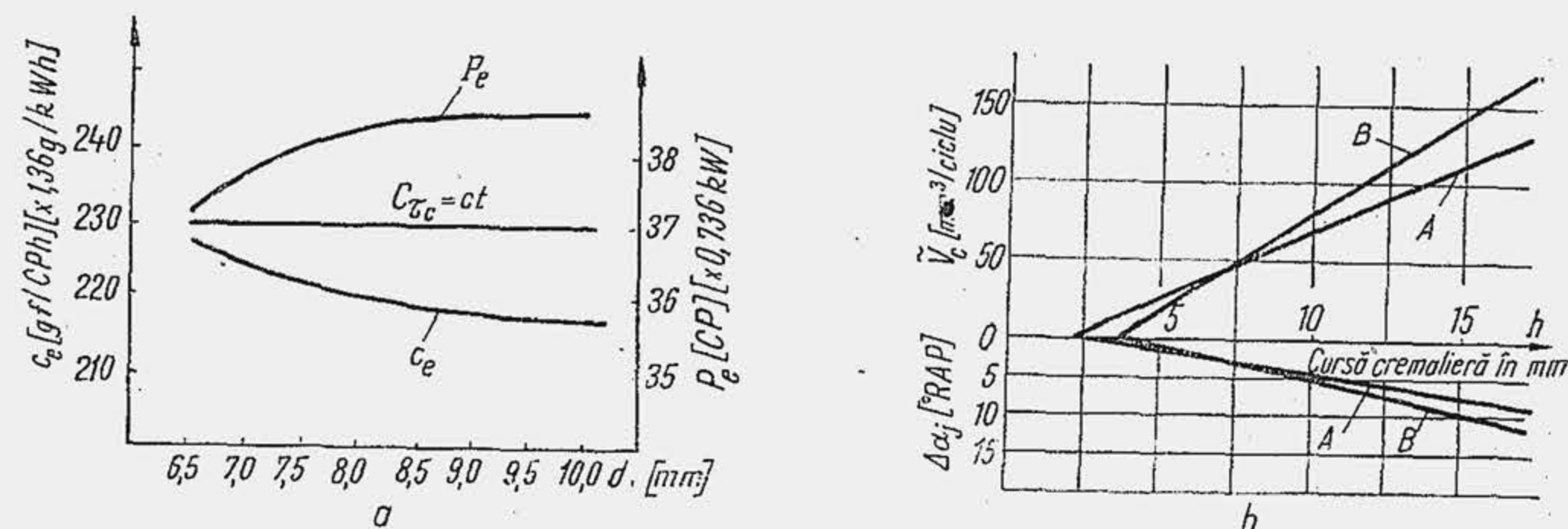


Fig. 18.29. Influența diametrului pistonului-sertar asupra performanțelor motorului (a); caracteristicile unor pompe de injecție fabricate în România (b).

Volumul total este evident

$$V_t = \frac{\pi d^2}{4} s. \quad (18.24)$$

Diametrul  $d$  al pistonului-sertar nu se alege mai mic de 5...6 mm; altfel prelucrarea și ajustarea devin foarte dificile. Între cursa pistonului-sertar  $s$  și diametrul lui  $d$  există un raport constructiv, și anume  $s/d = 0,8 \dots 1,7$ . La mărirea diametrului pistonului-sertar s-a obținut o îmbunătățire a indicilor de performanță ai motorului (fig. 18.29), ceea ce se explică prin reducerea cursei pistonului și deci a duratei injecției. Totuși mărirea exagerată a diametrului  $d$  nu este recomandabilă deoarece ea duce la creșterea scăpărilor și la forțe mari pe camă, deci uzuri însemnate. La motoarele de autovehicule  $d$  nu depășește 8...9 mm. Viteza medie a pistonului-sertar variază între 0,5 și 2 m/s. Valori mai mari duc la uzuri însemnate ale camei.

Pentru a unifica fabricația pompelor de injecție, la I.M.F. Sinaia, întreprindere specializată pe echipamente de injecție, se produc două tipuri de pompă de injecție cu elemente independente de refulare pentru motoare de tracțiune. Pompa A cu dimensiunile principale  $s/d = 8/9$  mm; pompa B cu  $s/d = 10/8$  mm. Caracteristicile de debit se arată în figura (18.29, b), în funcție de cursa cremalierii.

Pistonul-sertar și cilindrul se confecționează din oțeluri de rulmenți (STAS 1456-61, marca RULIC2), aliate, laminate la cald. După prelucrare la cald, se tratează termic prin niturare sau cementare (duritate 55...65 HRC). Operația finală de prelucrare este rodarea reciprocă pentru a forma perechi. Înălțimea medie a rugozităților este de 0,05  $\mu$ m. Jocurile nu trebuie să depășească 2...3  $\mu$ m, ovalitatea — 0,001 mm, iar conicitatea — 0,002 mm. Pulverizatorul și arcul se confecționează din oțel rapid de scule. Corpul pompei de injecție se confecționează din aliaj de aluminiu turnat în cochilie (STAS 201-67, marca ATSi5Cu), iar corpul injectorului din oțel de calitate, prin forjare în matriță.

#### 18.4 CONDUCTELE DE COMBUSTIBIL

Conductele de înaltă presiune se confecționează din oțel și sînt de tipul cu pereți groși; deoarece, în funcționare sînt supuse la solicitări variabile cu frecvență mare, de către o presiune care atinge un vîrf de 600...800 daN/cm<sup>2</sup> urmat de o valoare minimă, după cum descărcarea este parțială sau totală. Diametrul exterior al țevii este de 6 mm, iar diametrul interior de 1,5 mm,

1,7 mm, 2 mm. Se utilizează oțel moale cu un conținut mic de sulf și fosfor. Conductele trebuie să fie scurte pentru ca volumul elastic de combustibil să nu producă perturbații în transmiterea semnalului de la pompă la injector. Pentru același motiv au un diametru interior mic. Lungimea conductelor trebuie să fie aceeași pentru toți cilindri, pentru a preveni funcționarea neuniformă a sistemului pompă de injecție-injector. Lungimea conductelor este hotărîtă de cilindrul aflat la distanța cea mai mare față de pompă. Pentru cilindri apropiați, conductele se curbează cu o rază minimă de 50 mm. La capetele conductelor se execută prin presare la rece conuri de etanșare (fig. 18.30).

Conductele de joasă presiune au un diametru interior mare, 10...15 mm, care permite deplasarea bulelor de aer, gaze și vapori. Se confecționează din țevi de cupru sau oțel zincat.

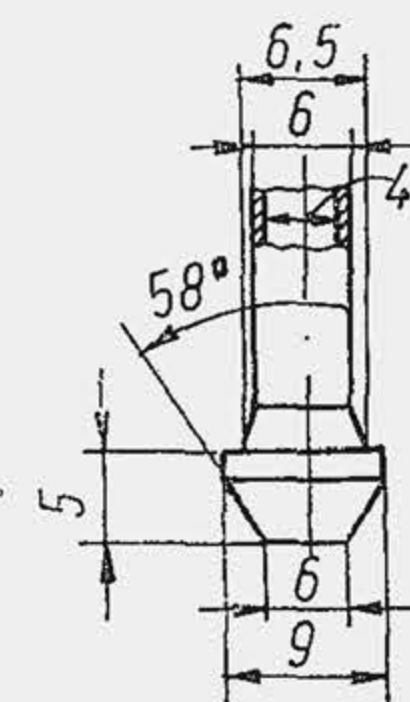


Fig. 18.30. Con de etanșare.

#### 18.5 POMPA DE ALIMENTARE

Pompa de alimentare deplasează combustibilul de la rezervor la carburator sau la pompa de injecție. Pentru a asigura o debitare uniformă a combustibilului, pompa de alimentare trebuie să furnizeze un debit de combustibil mai mare decît consumul orar, de 15...30 ori la MAC și 3...5 ori la MAS. La MAS, deoarece filtrele de combustibil sînt simple și rezistențele hidrodinamice mici, presiunea de refulare a pompei este redusă 0,1...0,3 daN/cm<sup>2</sup>; la MAC, pentru a învinge rezistența filtrelor — de obicei două filtre — presiunea de refulare este 1,2...2,5 daN/cm<sup>2</sup>. Pompele de alimentare sînt de mai multe feluri: cu membrană, cu piston, cu roți dințate, cu palete. Deoarece pompele refulează un debit mult mai mare decît cel necesar, la pompele cu membrană și piston cursa de refulare trebuie să fie elastică, pentru a asigura autoreglarea. La pompele cu roți dințate și cele cu palete se prevăd supape de preaplin care deviază debitul suplimentar de combustibil din circuitul principal și-l reîntoarce în amonte pompei. Pompele cu membrană se utilizează curent la MAS deoarece sînt mai simple, au un cost redus și durabilitate ridicată; celelalte tipuri de pompe se utilizează în general la MAC, deoarece pompele cu membrană nu asigură presiunea necesară.

Pompa de alimentare cu membrană este formată din două părți: corpul 1 și capacul 2 (fig. 18.31, a). În carcasa 1 se fixează membrana 3, confecționată din cîteva straturi de pînză îmbibate cu un lac special. Tija 4 solidară cu membrana se fixează la celălalt capăt al ei cu pîrghia 5 acționată de excentricul 6; pîrghia 5 oscilează în jurul axului 7. Cursa de refulare a membranei are loc sub acțiunea arcului 8. Prin orificiul 9 practicat în corpul pompei se exercită presiunea atmosferică pe fața inferioară a membranei. Decantorul 10 se fixează la corpul 1 și este prevăzut cu filtrul de sită 11. În capacul pompei sînt fixate supapele: supapa 12 de aspirație și supapa 13 de refulare, acționate fiecare de cîte un arc. Pompa funcționează astfel. Cînd excentricul atacă pîrghia de acționare, aceasta se rotește în jurul axului 7 și deplasează membrana în jos, comprimînd arcul 8. Depresiunea creată în corpul pompei produce ridicarea supapei de aspirație de pe sediu; combustibilul din decantor trece prin filtrul 11 spre corpul pompei și în același timp decantorul se umple cu combustibil prin conducta 14. Cursa de refulare este elastică și începe cînd excentricul eliberează pîrghia 5. Sub acțiunea arcului 8 membrana se ridică și refulează combustibilul prin supapa de refulare 13 și conducta 15 spre carburator. Cînd camera de nivel constant este plină și supapa-ac este închisă, combustibilul nu are acces spre CNC. În acest caz, în conducta 15 și în corpul pompei presiunea crește, ceea ce face ca membrana 3 să parcurgă numai o parte



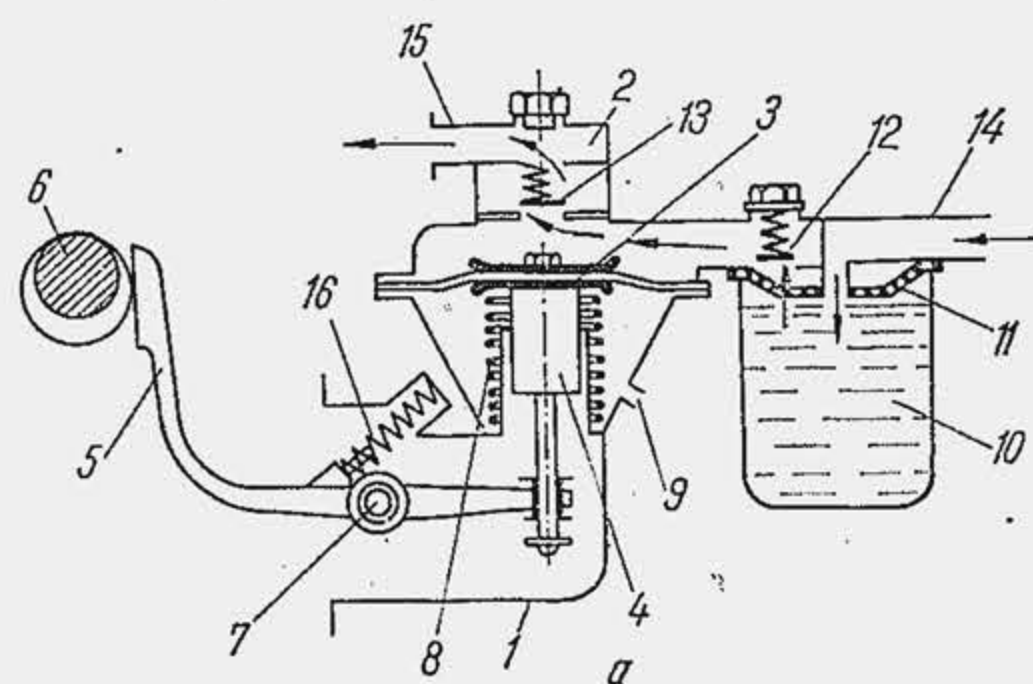


Fig. 18.31. Pompa de alimentare cu membrană.

din cursa de refulare. Caracteristica unei pompe cu membrană se arată în (b), Curbele se referă la o pompă cu membrană de diametru nominal 70 mm, utilizată la MAS-uri cu un litraj de peste 1,2 dm<sup>3</sup>; curbele 2 se referă la o pompă cu membrană de diametru nominal 57 mm pentru motoare de litraj mai redus.

**Pompa de alimentare cu piston** (fig. 18.32). În corpul 1 se deplasează pistonul 2 sub acțiunea arcului 3. Pistonul este acționat de partea cealaltă de tija 4 solidară cu tchetul cu rolă 5, acționat de cama 6 și arcu 7. În corpul pompei sînt prevăzute supapa de aspirație 8 și supapa de refulare 9 cu arcurile lor. Pompa funcționează astfel. Inițial, pompa este plină cu combustibil. Pistonul coboară sub acțiunea arcului 3 și refulează combustibilul aflat sub el spre pompa de injecție; în același timp deasupra pistonului se produce o depresiune care deschide supapa de aspirație și permite umplerea pompei (a). Când pistonul execută cursa de ridicare sub acțiunea camei, combustibilul aflat deasupra

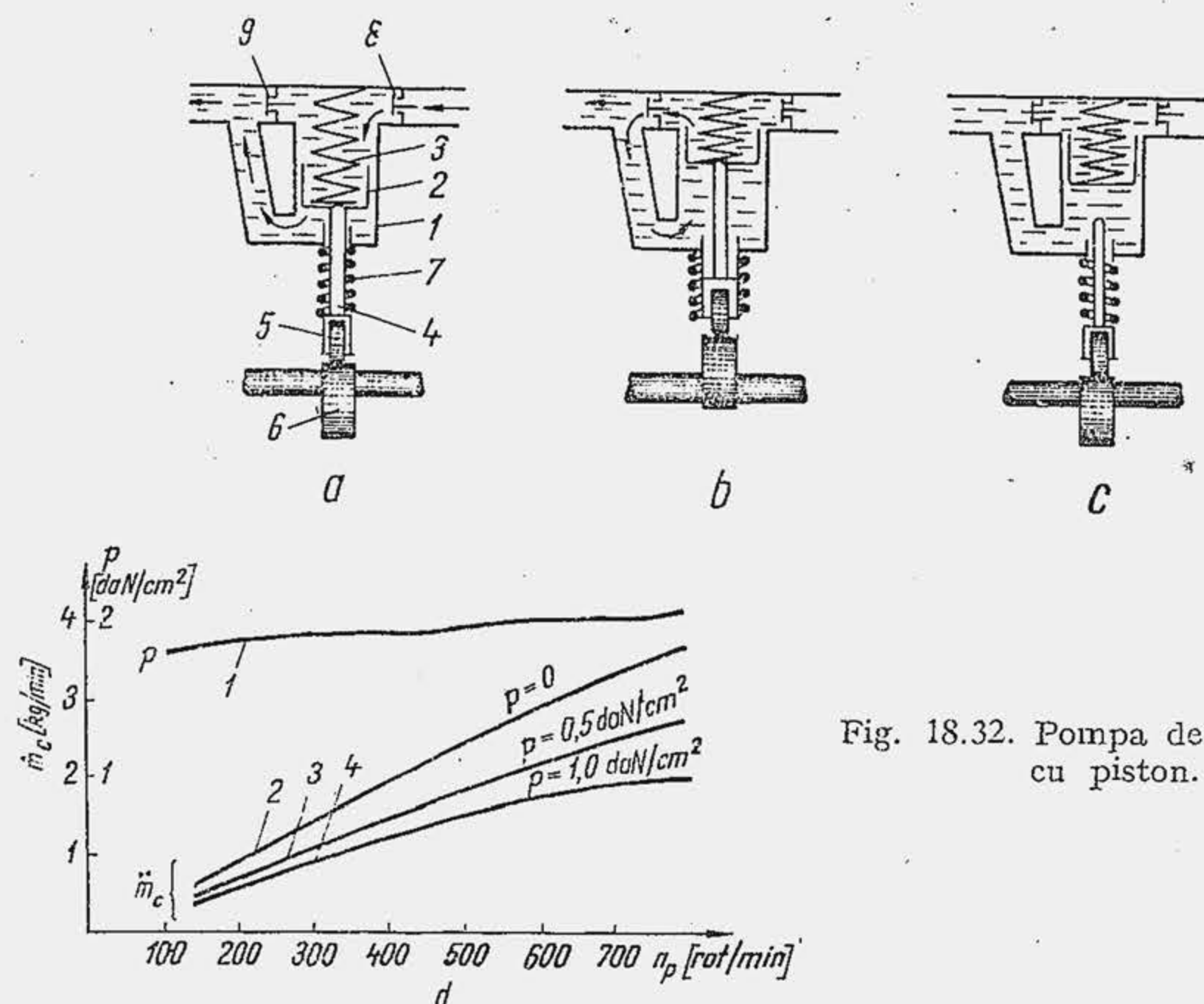


Fig. 18.32. Pompa de alimentare cu piston.

lui este refulat în spațiul de sub piston (b). Dacă presiunea în avalul pompei este ridicată, când tija 4 coboară sub acțiunea arcului 7, pistonul nu se deplasează, astfel încît cursa lui activă nu are loc (c). În (d) se arată caracteristica normală a pompei cu piston, (curba 1) și curbele de debit pentru diferite contra-presiuni (curbele 2, 3 și 4).

## 18.6. REGULATOR

### 18.6.1. NECESITATEA REGULATORULUI

Pompa de injecție trebuie să satisfacă anumite cerințe funcționale ale unui MAC.

1) *Stabilitatea la mers în gol*. Presiunea medie indicată a motorului este proporțională cu doza de combustibil pe ciclu. Din relația (18.14) rezultă:  $\rho_c \dot{m} \tilde{V}_c = 8333 \nu c_e P_e$ . Se substituie  $c_e$  din (1.35) și  $P_e$  din (1.18):  $\rho_c \dot{m} \tilde{V}_c = 8333 \nu \cdot (3,6 \cdot 10^6 / \eta_e \cdot Q_i) \cdot (p_e V_s \text{ in} / 300 \nu)$ . Se substituie  $\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i$  din (1.29) și  $p_e = \eta_m \cdot p_i$  din (1.17): după simplificări rezultă

$$p_i = 10^{-8} \eta_i Q_i \rho_c \tilde{V}_c / V_s, \text{ [daN/cm}^2\text{]}, \quad (18.25)$$

unde  $Q_i$  este în kJ,  $\rho_c$  în kg/m<sup>3</sup>,  $\tilde{V}_c$  în mm<sup>3</sup>,  $V_s$  în dm<sup>3</sup>. La motoarele actuale  $\tilde{V}_c / V_s = 60 \dots 90 \text{ mm}^3/\text{l}$ . Din relația (18.25) rezultă că  $p_i \sim \tilde{V}_c$ . Or,  $\tilde{V}_c$  crește cu turația la pompa cu piston-sertar (v. fig. 18.26).

Întrucît  $\eta_i$  variază cu turația în limite restrînse, la mers în gol este practic constant, rezultă că în regim de mers în gol  $p_i$  crește cu turația (fig. 18.33, a). Se cunoaște, de asemenea, alura de variație a presiunii medii a rezistențelor proprii  $p_{rp}$  cu turația (a). Întrucît  $dp_i/dn > dp_{rp}/dn$ , rezultă că motorul funcționează instabil. Dacă la turația de mers în gol ( $n=n_g$ )  $p_i = p_{rp}$ , la o modificare accidentală a presiunii  $p_{rp}$  (motorul mai cald etc.) se obține  $p_i > p_{rp}$ , iar turația crește. Cum în continuare  $p_i > p_{rp}$ , motorul se ambalează și poate depăși ușor turația maximă; pompa de injecție cu piston-sertar nu asigură stabilitatea funcționării la mers în gol. Pentru a elimina acest neajuns, caracteristica de debit trebuie astfel schimbată încît  $\tilde{V}_c$  să scadă cu turația, ceea ce ar schimba alura de variație a presiunii medii indicate în concordanță cu cerințele funcționării stabile (b).

2) *Limitarea turației maxime*. La MAC depășirea turației maxime este dăunătoare atît din cauza înrăutățirii procesului de ardere cît și din cauza creșterii excesive a forțelor de inerție, determinată de masele mari în mișcare. Astfel, pentru a

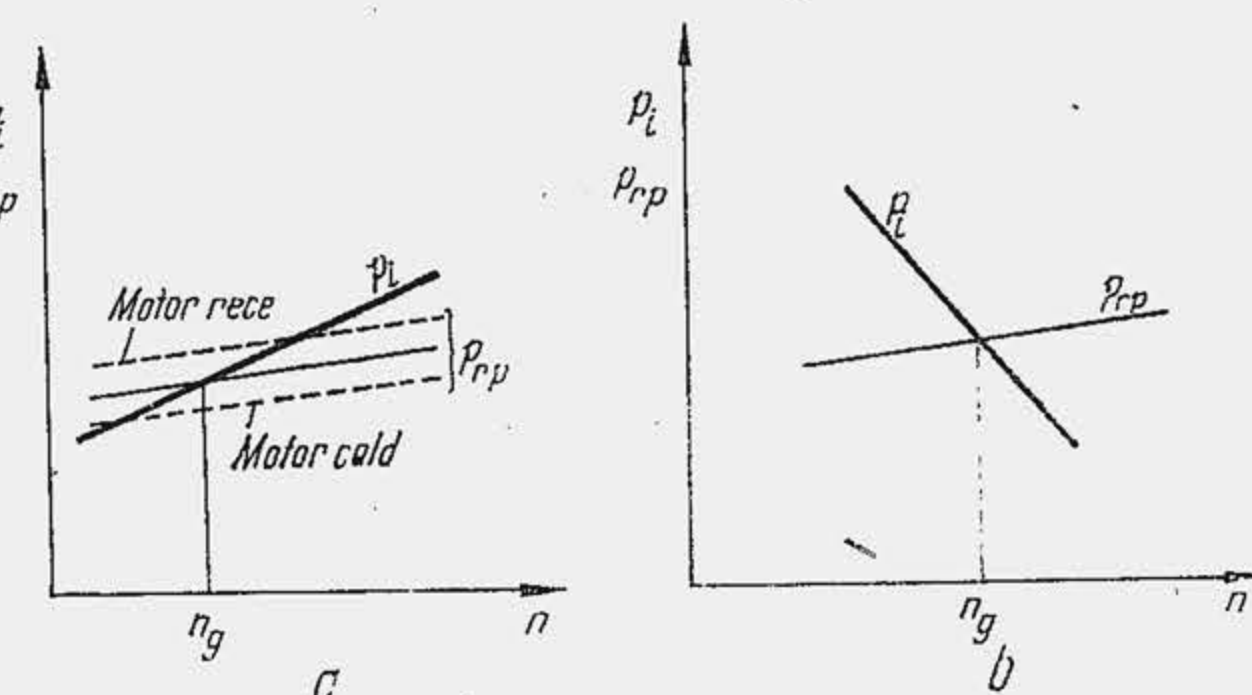


Fig. 18.33. Condiția de stabilitate în regim de mers în gol.



evita avariarea motorului și reducerea importantă a randamentului indicat, turația maximă se limitează.

3) *Stabilitatea la mers în sarcină*. Caracteristicile de moment ale MAC-ului între turația minimă și turația maximă sînt aproape paralele cu axa abscisei. Or, pentru ca funcționarea să fie stabilă la un regim de viteză dat, este necesar ca momentul motor efectiv să crească rapid la reducerea turației. Pompele de injecție nu pot să satisfacă acest deziderat, de aceea autovehiculul nu-și poate menține viteza neschimbată la poziția invariabilă a pedalei de accelerare și la creșterea rezistențelor de înaintare. Pentru a elimina acest neajuns alura caracteristicilor de moment trebuie modificată.

În vederea satisfacerii cerințelor enunțate, MAC-ul este echipat cu aparate automate numite *reglatoare*. După modul în care satisfac cerințele funcționale enunțate se deosebesc: 1) regulator de turație maximă; 2) regulator pentru două regimuri, care limitează turația maximă și asigură stabilitatea la mers în gol; 3) regulator pentru toate regimurile. După modul de funcționare reglatoarele sînt: mecanice, pneumatice, hidraulice și combinate. Reglatoarele mecanice utilizează pentru reglare forța centrifugă a unor mase aflate în mișcare de rotație. Reglatoarele pneumatice utilizează pentru reglare variația presiunii din conducta de admisiune a motorului. Reglatoarele hidraulice folosesc pentru reglare variațiile de presiune ale lichidului de răcire, ale uleiului sau ale combustibilului, care au loc la modificarea turației arborelui cotit. Reglatoarele combinate pot fi de tipul pneumo-centrifuge, hidro-centrifuge etc. Cele mai răspîndite tipuri de reglatoare sînt cele mecanice. Reglatoarele se montează de obicei pe arborele cu came al pompei de injecție.

Orice regulator are ca scop să mențină invariabilă o mărime dată. La motoarele cu ardere internă această mărime este turația  $n$  sau viteza unghiulară  $\omega$ . Ecuația de mișcare a mașinii este (v. rel. 10.50):

$$J d\omega/d\tau = M_{in} - M_{ie}$$

unde:  $J$  este momentul de inerție al maselor în mișcare, redus la axa arborelui cotit;  $M_{in}$  — momentul de intrare în mașină, care la un motor cu ardere internă este proporțional cu doza de combustibil pe ciclu; și  $M_{ie}$  — momentul de ieșire, care este egal cu momentul rezistent ( $M_{ie} = M_R$ ). De obicei încărcarea este variabilă și produce dezechilibrul dinamic care antrenează variația turației  $n$ , respectiv a vitezei unghiulare  $\omega$ : pentru a reveni la starea inițială trebuie modificat  $M_{in}$ . Schematic problema se prezintă astfel (fig. 18.34, a): la variația încărcării  $M_R$  se obține o variație a turației  $\Delta n$ ; pentru a modifica momentul de intrare se variază doza pe ciclu  $\Delta \tilde{V}_c$ , în care scop se deplasează cremaliera cu  $\Delta l$ . Pentru un sistem de reglare,  $\Delta l$  reprezintă mărimea de intrare,

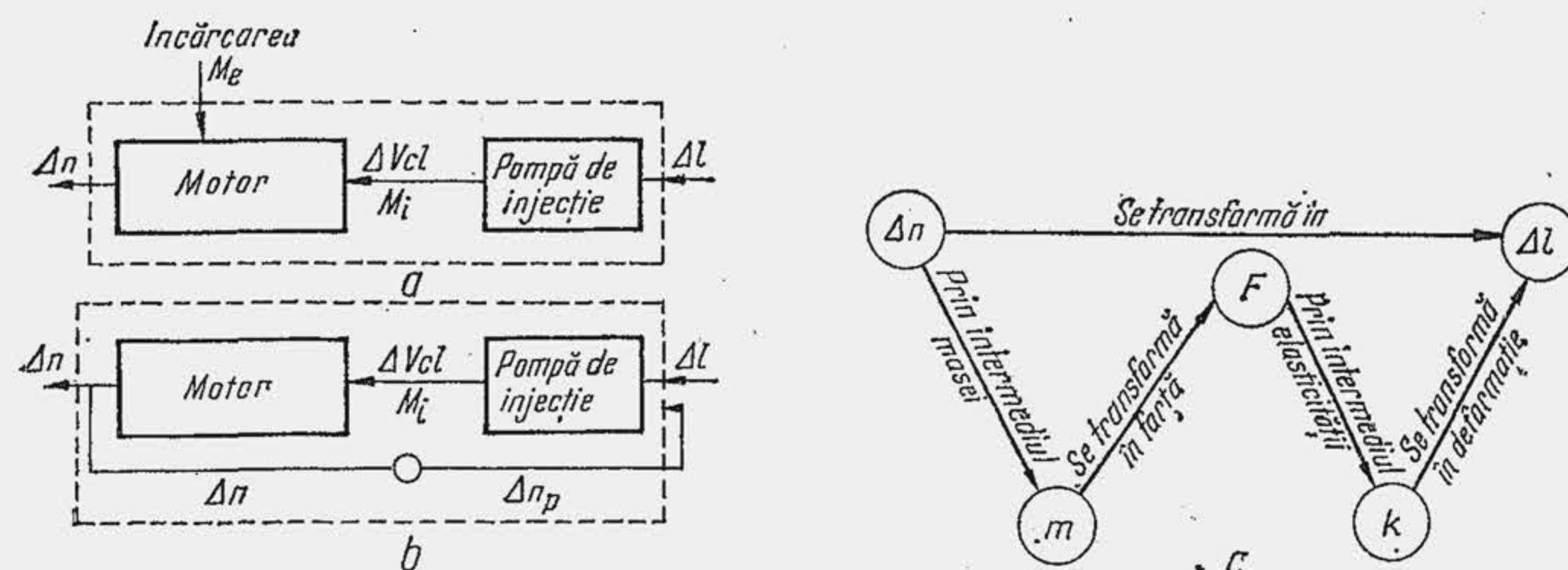


Fig. 18.34. Principii de reglare automată a dozei de combustibil.

iar  $\Delta n$  mărimea de ieșire. La MAC, modificarea mărimii de ieșire antrenează și o modificare a dozei de combustibil pe ciclu. Ca urmare, în sistemul de reglare apar două mărimi de intrare,  $\Delta l$  și  $\Delta n_p$ , care conduc la modificarea lui  $\Delta \tilde{V}_c$  (b). Într-un sistem de reglare automată mărimea de intrare trebuie modificată în concordanță cu modificările suferite de mărimea de ieșire, așadar variația turației  $\Delta n$  trebuie transformată în variația unei lungimi  $\Delta l$ . Acest deziderat se obține la regulatorul mecanic potrivit schemei din (c).

## 18.6.2. REGLATOARELE MECANICE SAU CENTRIFUGALE

*Regulator pentru două regimuri\**. Schema unui asemenea regulator este prezentată în figura 18.35, a. Regulatorul se compune din axul 1, comun cu axul cu came al pompei de injecție, pe care sînt fixate masele 2, în interiorul cărora sînt montate arcurile 3 și 4 cu rigiditate diferită (la unele tipuri de reglatoare se utilizează trei rînduri de arcuri). Arcul 3, cu rigiditate redusă, se reazemă cu un capăt pe partea interioară a masei, iar cu celălalt pe discul fix 5. Arcul 4, cu rigiditate mare, se reazemă cu un capăt tot pe discul 5, iar cu celălalt pe paharul 6. Deplasarea în sus a paharului 6 este limitată de opritorul 13 fixat pe tija de ghidare. Pîrghiile cotite 7 sînt articulate cu unul din capete pe masele 2, iar cu celălalt capăt acționează asupra manșonului 8 fixat pe tija 9. Pîrghiile cotite sînt articulate în punctele A. Tija 9 este legată pe pîrghia de comandă 10 prin articulația a. Capătul opus al pîrghiei de comandă acționează asupra cremalierii 12. Pîrghia de comandă 10 se deplasează sub acțiunea pedalei de accelerare prin intermediul tijei de legătură 11.

*Funcționare*. Cînd pedala este în poziția de mers în gol a motorului, cremaliera 12 se află și ea în poziția  $l_g$  de mers în gol; dacă într-o cauză oarecare motorul se ambalează, ca urmare a creșterii forțelor centrifuge, masele 2 se depărtează radial și comprimă arcul 3, iar prin intermediul pîrghiilor 7 deplasează manșonul 8 spre dreapta. Întrucît punctul b al pîrghiei de comandă 10 este fix, punctul d se deplasează spre stînga, și odată cu el și cremaliera,

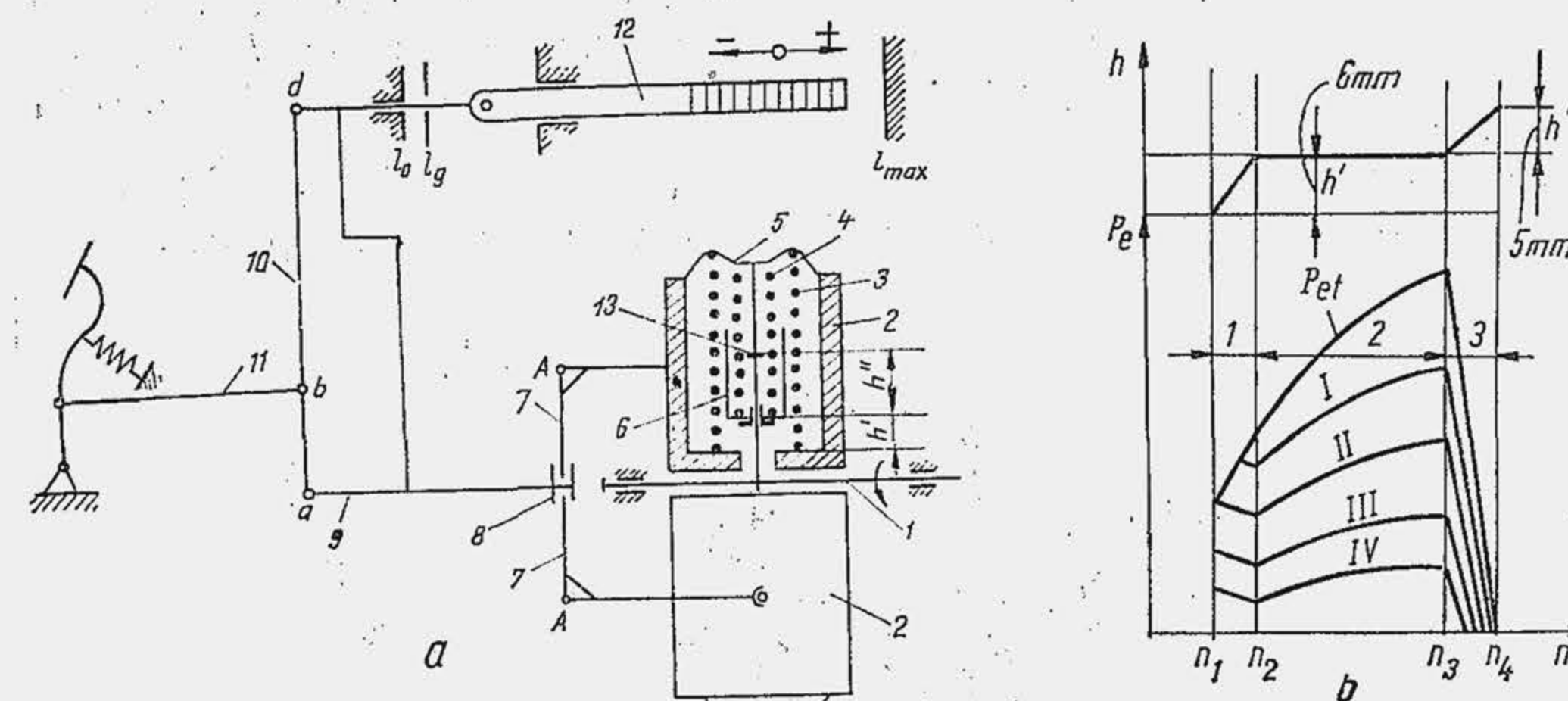


Fig. 18.35. Regulator mecanic pentru două regimuri de funcționare (a) și caracteristicile de reglator ale motorului (b).

\* Reglatoarele pentru limitarea turației maxime se utilizează numai la motoarele industriale.



micșorând debitul de combustibil, deci și puterea dezvoltată de motor; ambalarea motorului este împiedicată. Când turația motorului scade, deplasările sînt de sens invers, motorul va dezvolta o putere mai mare și se restabilește regimul de mers în gol fără intervenția conducătorului.

Caracteristicile exterioară și parțiale ale motorului echipat cu regulator pentru două regimuri sînt reprezentate în figura 18.35, b. În domeniul 1 de turație, regulatorul acționează pentru menținerea turației de mers în gol. Pentru caracteristicile parțiale (curbele II, III și IV) intervalul cuprins între turațiile  $n_1$  și  $n_2$  corespunde situației în care masele 2 acționează numai asupra arcului de rigiditate redusă 3. Puterea și momentul motor în acest domeniu se micșorează odată cu creșterea turației, întrucît masele deplasează cremaliera spre stînga, ceea ce corespunde micșorării dozei de combustibil. Când turația motorului atinge valoarea  $n_2$ , masele regulatorului s-au deplasat cu distanța  $h'$  și deci se sprijină pe paharul 6. În domeniul 2 de turație cuprins între  $n_2$  și  $n_3$  (în care  $n_3 = n_p$ ), forțele centrifuge ale maselor în mișcare de rotație sînt insuficient de mari pentru a putea învinge tensiunea arcului 4 (la care se adaugă și tensiunea arcului 3), deci masele nu se mai pot deplasa radial; ca urmare, regulatorul nu acționează asupra cremalierii pompei de injecție. Comanda regimului de funcționare a motorului în acest interval se realizează numai sub acțiunea conducătorului. În domeniul 3 de turație, cuprins între turațiile  $n_3$  și  $n_4$ , forțele centrifuge ale maselor în mișcare de rotație devin mai mari decît tensiunea arcurilor 3 și 4; masele se deplasează cu distanța  $h''$ . Punctul b fiind fix, deplasarea maselor determină deplasarea cremalierii 12 spre stînga, deci micșorarea debitului de combustibil. Când turația arborelui motor atinge valoarea  $n_4$ , motorul funcționează în gol, la turația maximă.

Schița de principiu ilustrează construcția și funcționarea regulatorului tip RQ-Bosch (fig. 18.36). Sistemul de pîrghii care transmite mișcarea comportă elemente suplimentare față de schiță (cifrele din figurile 18.35 și 18.36 indică aceleași elemente). Axul 9 este fixat în blocul de alunecare 13 care se deplasează pe axul de ghidare 14. Punctul de articulație b este realizat de articulația pîrghiei 15 cu o culisă care se deplasează în interiorul pîrghiei interne 10. În acest fel raportul brațelor pîrghiei 10 este variabil ( $\overline{bd}/\overline{ab} = 1,35$  la mers în gol încet și 3,23 la mers în gol la turația maximă), produce o deplasare a cremalierii de 8 mm la mers în gol încet și 16 mm la turația maximă și asigură forța necesară de acționare a cremalierii în toate regimurile. Pîrghia 15 este acționată de maneta de comandă 16 prin axul care se rotește 17. Acționînd pedala, prin axul 11 se transmite mișcarea la pîrghia de comandă 16, care are două poziții extreme: 18 pentru motorul oprit; 19 pentru funcționarea la sarcina maximă.

Regulatorul pentru toate regimurile este astăzi curenț la motoarele de auto-vehicule. El are ca scop să asigure stabilitatea de funcționare pentru orice

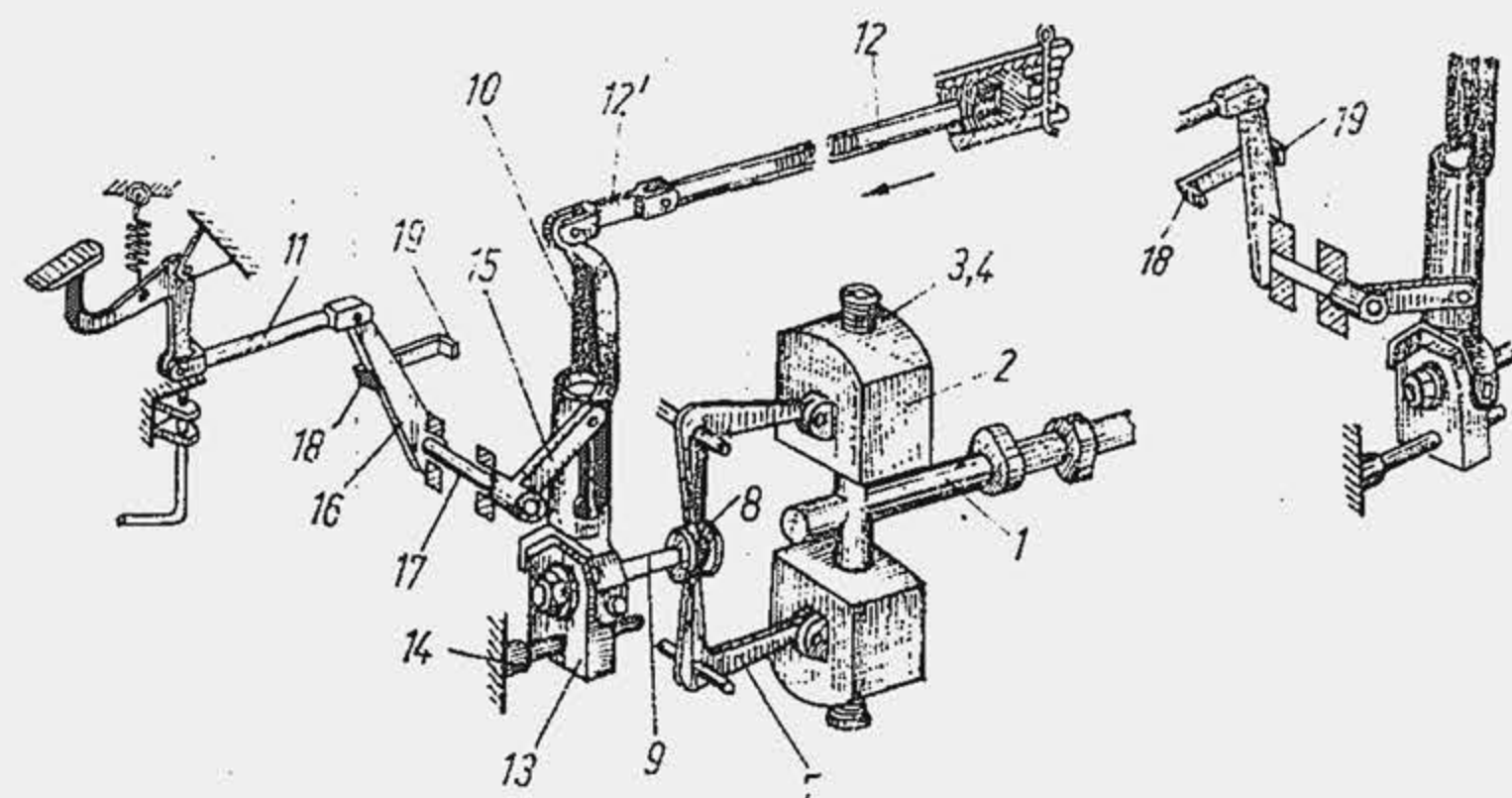


Fig. 18.36. Sistemul de pîrghii al regulatorului pentru două regimuri.

regim de lucru al motorului. Schema de principiu a unui asemenea regulator este prezentată în figura 18.37, a. Pe axul 1, antrenat de arborele pompei de injecție, este fixată pîrghia 2, care se rotește odată cu axul. Pîrghiile 3 articulate în punctele 4 au fixate la unul din capete masele 5, iar cu celălalt capăt se sprijină pe manșonul 6 solidar cu tija 7. Celălalt capăt al tije 7 este articulat cu pîrghia 8. Un capăt al pîrghiei este articulat în punctul 9, iar celălalt capăt 10 acționează asupra cremalierii 13 a pompei de injecție. Arcul 11 se sprijină cu un capăt pe manșonul 6, iar cu celălalt capăt pe discul mobil 12, astfel încît tensiunea arcului poate fi variată în funcție de regimul de viteză necesar.

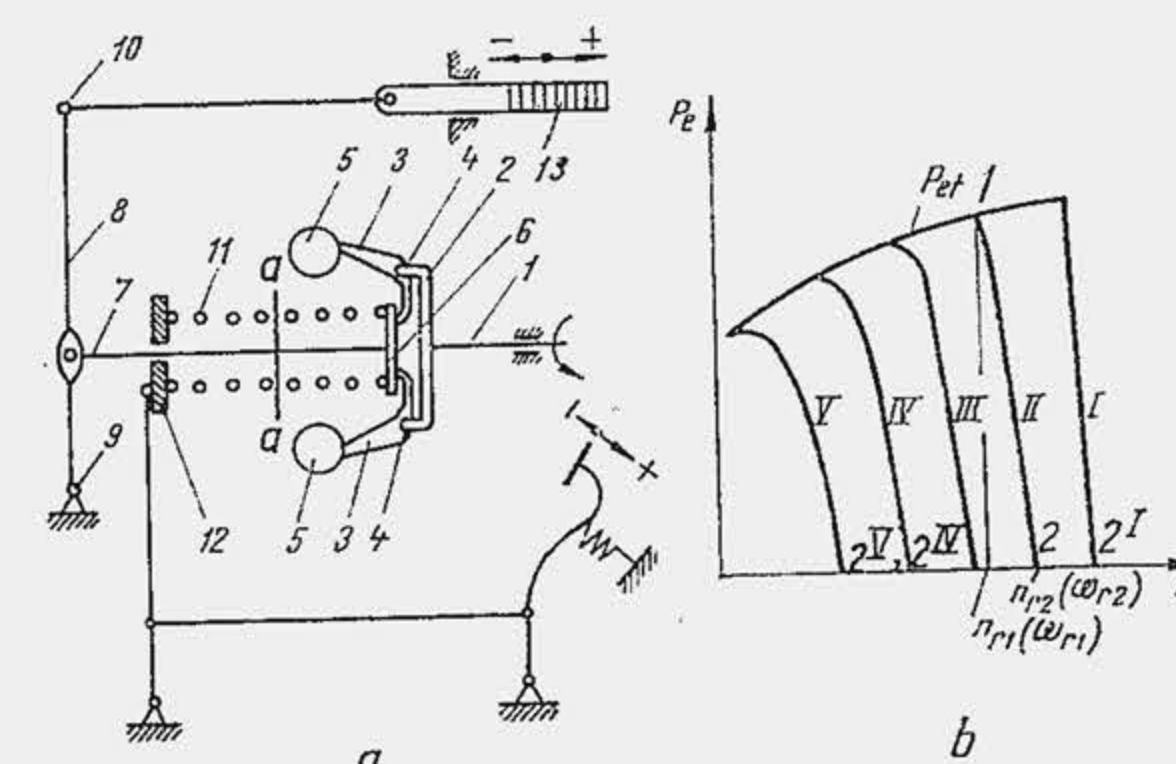


Fig. 18.37. Regulator pentru toate regimurile (a) și caracteristicile de regulator ale motorului (b).

Funcționare. Se consideră o anumită poziție fixă a manșonului 6. Când conducătorul apasă pe pedala de accelerare, discul mobil 12 comprimă arcul 11; sub acțiunea forței suplimentare rezultată din tensiunea sporită a arcului, manșonul 6 este deplasat spre dreapta. Manșonul 6, fiind legat solidar cu tija 7, deplasează pîrghia de comandă 8 spre dreapta și odată cu ea și cremaliera. Doza de combustibil injectată în cilindrii motorului crește, deci crește puterea dezvoltată de motor. Această situație corespunde regimului de accelerare a motorului. Momentul de intrare în funcțiune a regulatorului este determinat de condiția ca forța produsă de masele 5 asupra manșonului să echilibreze forța de tensiune a arcului 11. Numai după echilibrarea acestor forțe manșonul 6 se poate deplasa. Cum tensiunea arcului 11 este variabilă în raport cu poziția pedalei, rezultă că și intrarea în funcțiune a regulatorului va fi posibilă la orice turație.

Se consideră o poziție dată a pedalei. După pornirea motorului, masele 5, sub acțiunea forțelor centrifuge, se depărtează, acționînd prin intermediul pîrghiilor 3, articulate în punctul 4, asupra manșonului 6, deci și asupra arcului 11. La o turație corespunzătoare creșterii forței pe manșonul 6 peste valoarea forței de tensiune a arcului, manșonul 6 începe să comprime arcul, deplasează întregul sistem spre stînga și modifică poziția cremalierii. În acest fel se stabilește turația de mers în gol care nu mai este turația minimă, ci turația corespunzătoare tensiunii inițiale a arcului 11, deci corespunzătoare unei poziții date a pedalei. Fără a modifica poziția pedalei, odată cu încărcarea motorului, turația tinde să scadă, masele se apropie, iar cremaliera se deplasează spre dreapta, mărind debitul de combustibil, deci și puterea dezvoltată de motor; ca urmare pot fi învinse rezistențele suplimentare. Caracteristica de sarcină totală  $P_{et}$  și caracteristicile de regulator ale MAC-ului echipat cu un regulator pentru toate regimurile sînt reprezentate în b. Curbele I, II, III, IV și V reprezintă tocmai caracteristicile de regulator pentru pozițiile corespunzătoare ale pedalei.

Pompa DPA cu distribuitor rotativ este echipată cu un regulator mecanic sau hidraulic pentru toate regimurile. Regulatorul mecanic (fig. 18.38) de tip centrifugal are mai multe mase 1, închise într-o carcasă de tablă 2 fixată pe axul 3 al pompei. Masele se așază liber pe manșonul 4 și oscilează în jurul



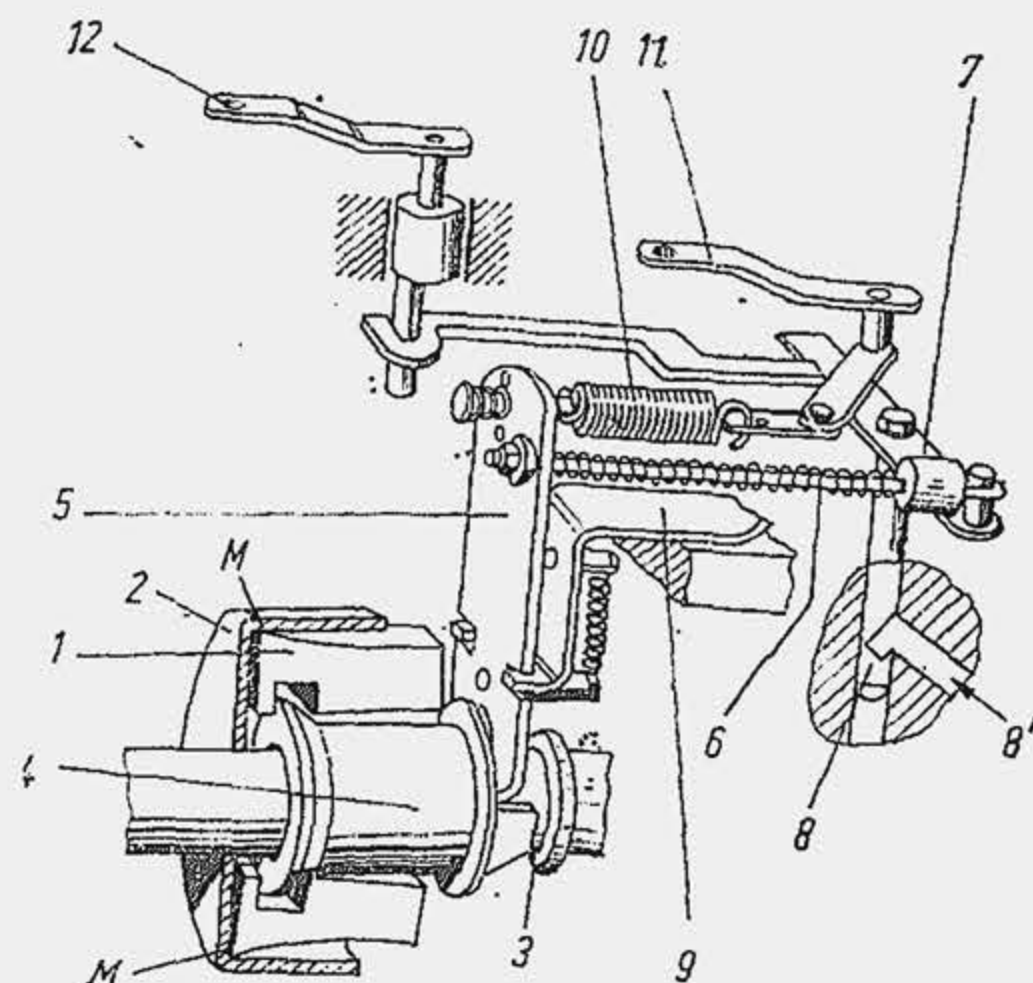


Fig. 18.38. Regulatorul pompei de injecție DPA-CAV.

acum pedala într-o poziție neschimbată și turația crește, masele se depărtează de axa de rotație și acționează în sensul reducerii debitului de combustibil. Pompa dispune de o manetă 12 care, acționată manual, oprește motorul (întrerupe alimentarea) independent de poziția pedalei. Arcul 13 asigură reglajul la mers în gol încet.

Pentru a aprecia eficiența regulatorului pentru toate regimurile se determină *gradul de neregularitate* și variația lui cu turația. Gradul de neregularitate reprezintă principalul indice de performanță al regulatorului, deoarece ilustrează capacitatea regulatorului de a menține un regim de viteză invariabil.

Dacă  $\omega_{r1}$  și  $\omega_{r2}$  reprezintă vitezele unghiulare minimă și maximă ale maselor regulatorului care corespund unei caracteristici date (v. fig. 18.37, b, curba II) atunci gradul de neregularitate a regulatorului pentru regimul de turație dat va fi:

$$\delta = (\omega_{r2} - \omega_{r1}) / \omega_{rm} \quad (18.26); \quad \omega_{rm} = (\omega_{r2} + \omega_{r1}) / 2. \quad (18.27)$$

Pentru deplasarea cremalierei, forța centrifugă a masei trebuie să învingă frecările interne. De aceea este necesar ca turația să crească cu mărimea  $\Delta n$ , astfel încât creșterea forței centrifuge  $\Delta F_c$  să fie suficientă pentru a învinge rezistențele interioare; abia la o creștere suplimentară a turației intră în funcțiune regulatorul. Rezultă că în limitele  $\Delta n$  manșonul regulatorului rămâne neschimbat, adică regulatorul este insensibil. Se numește *grad de insensibilitate* a regulatorului raportul\*

$$\epsilon = \frac{\Delta n}{n} = \frac{\Delta F_c}{2F_c}. \quad (18.28)$$

\* Ultimul raport rezultă prin diferențierea forței centrifuge  $F_c = m\omega^2 r$ ;  $dF_c = 2m\omega r d\omega$ , iar  $dF_c/F_c = 2d\omega/\omega = 2dn/n$ .

muchiei  $M$  care se sprijină pe carcasa. Sub acțiunea forței centrifuge, masele deplasează manșonul spre dreapta. Mișcarea manșonului se transmite prin pârghiile 5, 6 și 7 la supapa de dozaj 8, solidară cu pârghia 7, care prin rotire modifică doza de combustibil admis prin orificiul 8'. Pârghia 5 oscilează pe muchia de cuțit a plăcii 9. Capătul pârghiei 5 este legat prin arc principal 10 de pârghia de comandă 11 legată de pedala de accelerare. Când se acționează pedala, pârghia de comandă prin intermediul resortului 10 deplasează spre dreapta capătul superior al pârghiei 5; tijă 6 rotește supapa de dozaj în sensul creșterii debitului de combustibil. Dacă se menține

Se poate considera că  $\Delta F_c = R_r + R_e$ , unde  $R_r$  este forța redusă a rezistențelor interioare ale regulatorului și  $R_e$  este forța redusă a cremalierei. Experiența arată (fig. 18.39) că forța  $R_e$  crește sensibil cu reducerea turației și cu mărirea numărului elementelor de refulare, ceea ce conduce la creșterea gradului de insensibilitate a regulatorului centrifugal, înrăutățind performanțele acestuia.

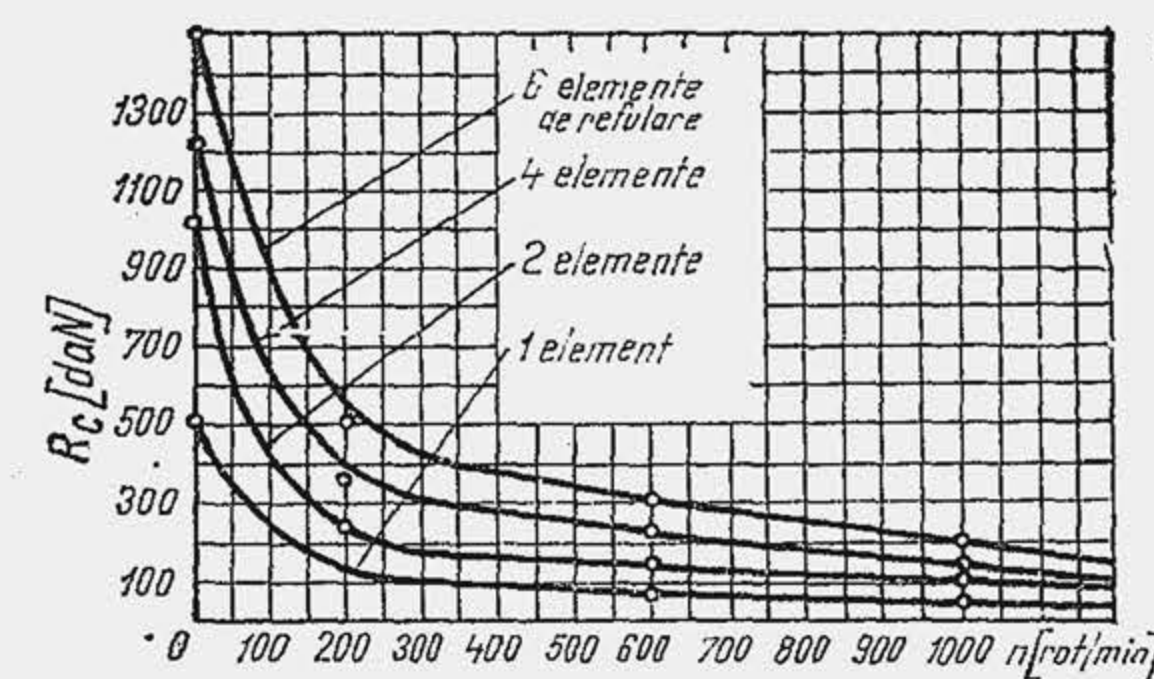


Fig. 18.39. Forța redusă a regulatorului centrifugal.

## 18.7. FENOMENE PERTURBATORII ÎN SISTEMUL DE INECȚIE

### 18.7.1 INFLUENȚA UNDELOR DE PRESIUNE ASUPRA PROCESULUI DE INECȚIE

**Definirea fenomenului.** Pistonul-sertar se deplasează cu viteze variabile; el exercită o forță asupra lichidului proporțională cu accelerația lui. Dacă fluidul este incompresibil, creșterea vitezei pistonului determină o creștere de presiune care se transmite instantaneu în toată conducta. În realitate fluidul este compresibil, astfel încât perturbația produsă de pistonul pompei nu se transmite instantaneu, ci din aproape în aproape, sub forma unei unde care aleargă prin conductă cu viteza sunetului. Când perturbația ajunge într-un punct al conductei, regimul de presiune și viteza se modifică. Cum pistonul se deplasează continuu cu viteze variabile, el introduce continuu perturbații noi în coloana de lichid. Ca urmare, presiunea și viteza vor varia în lungul conductei, iar în fiecare secțiune a conductei, ele vor varia în timp. Astfel regimul de curgere a combustibilului prin conductă devine un regim variabil de curgere, caracterizat prin variația în spațiu și timp a mărimilor caracteristice.

Fie  $a$  viteza de deplasare a perturbațiilor și  $L$  lungimea conductei. După timpul  $L/a$  prima perturbație ajunge la injector (fig. 18.40). Dacă acesta este închis unda se reflectă în întregime și se îndreaptă spre pompă cu viteza sunetului. Ajunse la pompă, undele se reflectă din nou și se deplasează spre injector; undele reflectate la pompă se adună algebric cu undele noi emise la pompă și se propagă împreună spre injector. Procesul de injecție poate fi împărțit în patru faze:

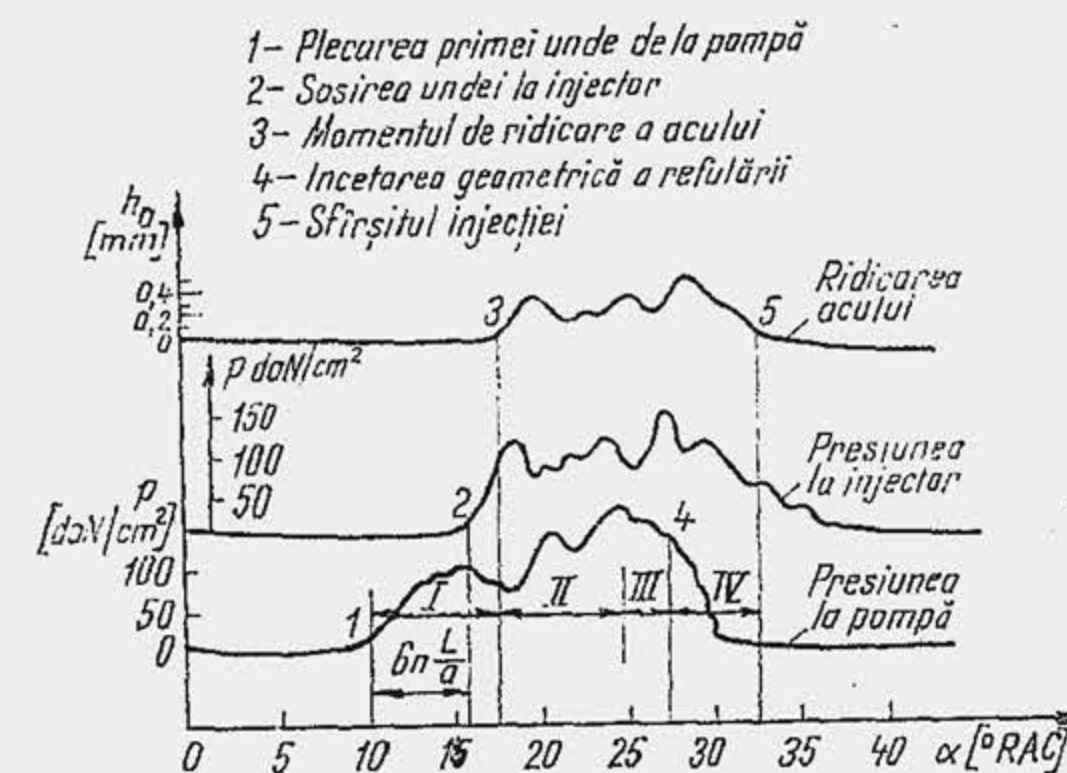


Fig. 18.40. Corelarea presiunii din conducta de înaltă presiune cu ridicarea acului.

— faza I se subîmparte în două etape. Prima etapă durează  $L/a$ , adică durează atât cât este necesar ca prima undă lansată la pompă



să parcurgă conducta. În această etapă, deși pompa a început refularea, injectorul nu este influențat de această acțiune. Astfel, pentru  $n=2000 \text{ rot/min}$ ,  $L=1 \text{ m}$  și  $a=1500 \text{ m/s}$ , rezultă  $\alpha=6n\tau=6nL/a=8^\circ \text{ RA}$ . Etapa a doua începe din momentul în care la injector a ajuns prima undă și se termină în momentul când la injector a ajuns o undă suficient de puternică pentru a deschide acul injectorului și a începe curgerea fluidului;

— *faza a II-a* durează din momentul în care începe injecția până în momentul în care la injector sosește prima undă reflectată tot la injector. În această fază, curgerea combustibilului prin injector este determinată numai de undele lansate de pompă. Injecția corespunde legii de refulare;

— *faza a III-a* durează până încetează acțiunea pompei de refulare. În această fază legea de curgere prin injector este complet diferită de legea de refulare, deoarece la injector ajung atât perturbațiile produse de pistonul pompei cât și undele plecate de la injector și reflectate la pompă;

— *faza a IV-a* durează din momentul încetării refulării la pompă până la încetarea injecției. În această fază, deși pompa nu mai refulază, injectorul continuă să debiteze sub acțiunea undelor prezente în conductă.

Propagarea undelor în conductă are următoarele consecințe: 1) întârzie injecția din cauza primei faze; 2) modifică legea de injecție din cauza fazei a treia; 3) produce picurarea combustibilului din cauza fazei a IV-a.

**Descrierea matematică a procesului.** Fie un volum elementar de combustibil, aflat la distanța  $x$  de pompă (fig. 18.41) și mărginit de fețele  $A-A$  și  $B-B$ . Pe cele două fețe ale fluidului se exercită presiunile  $p$  și  $p + (\partial p / \partial x) \cdot dx$ , iar vitezele de curgere sînt  $c$  și  $(\partial c / \partial x) dx$ . Potrivit legii lui Newton  $F = ma$ , cu notațiile de pe figură rezultă:

$$\frac{\pi d^2}{4} \left[ p - \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] = \frac{\pi d^2}{4} dx \cdot \rho_c \cdot \frac{\partial c}{\partial \tau} \quad (18.29)$$

După simplificare rezultă:

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} = - \frac{1}{\rho_c} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (18.30)$$

Ecuția (18.30) descrie numai parțial fenomenul de propagare deoarece ia în considerare numai aspectul inerțial. O descriere completă a fenomenului se obține luînd în considerare și deformarea sistemului produs de compresibilitatea combustibilului și elasticitatea conductelor.

Din cauza deformațiilor, fața  $A-A$  se deplasează mai repede decît fața  $B-B$ , iar elementul  $dx$  se va scurta cu mărimea  $\delta$  sub influența a două fenomene: elasticitatea combustibilului care determină scurtarea  $\delta_b$  și elasticitatea conductei care determină scurtarea  $\delta_a$ , astfel că  $\delta = \delta_b + \delta_a$ . Fiecare termen din această egalitate se explicitează după cum urmează.

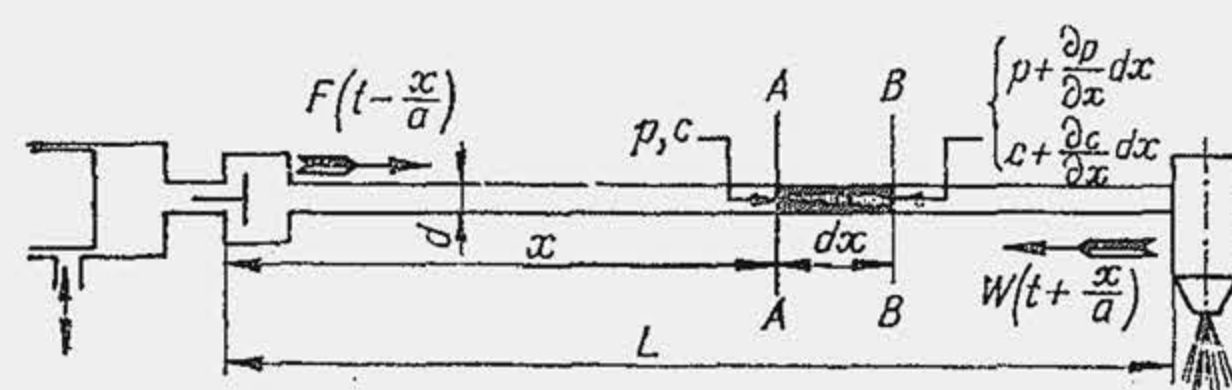


Fig. 18.41. Schiță pentru determinarea curgerii în regim variabil.

Scurtarea  $\delta$  reprezintă spațiul parcurs de fața  $A-A$ , mai puțin spațiul parcurs de fața  $B-B$ ,  $\delta = cd\tau - (c + (\partial c / \partial x) \cdot dx) d\tau$ , adică:

$$\delta = - (\partial c / \partial x) dx d\tau \quad (8.31)$$

Notînd cu  $\beta_c$  coeficientul de compresibilitate a combustibilului scurtarea  $\delta_b$  se determină din condiția  $\Delta V = -\beta_c V \Delta p$ . Dacă se împarte ecuația prin aria secțiunii transversale a conductei  $A_a$  și se substituie creșterea de presiune în timpul  $d\tau$  cu valoarea  $(\partial p / \partial \tau) d\tau$ , rezultă:

$$\delta_b = -\beta_c (\partial p / \partial \tau) dx d\tau, \quad (18.32)$$

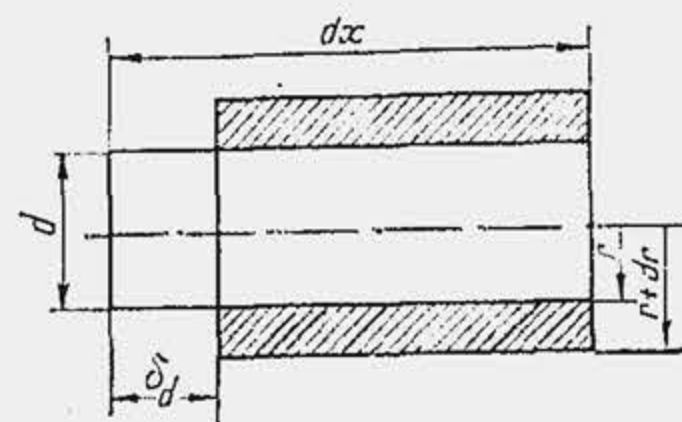


Fig. 18.42. Scurtarea conductei elastice.

deoarece  $\Delta V / A_a$  este scurtarea elementului de combustibil, iar  $V / A_a$  este lungimea inițială a elementului considerat.

Scurtarea  $\delta_a$  se exprimă din condiția ca variația de volum după axă să fie egală cu variația de volum după rază (fig. 18.42), adică:

$$\pi r^2 \delta_a = \pi (r + dr)^2 dx - \pi r^2 dx = 2\pi r dr dx$$

$$\delta_a = 2(dr/r) dx.$$

Din teoria conductelor cu pereți groși se știe că:

$$\frac{dr}{r} = \frac{1}{E_a} \left( \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \nu \right) dp,$$

unde raza  $R$  este raza exterioară a conductei,  $\nu$  — coeficientul lui Poisson, iar  $dp$  — creșterea de presiune în timpul elementar  $d\tau$ , deci

$$\delta_a = \frac{2}{E_a} \left( \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \nu \right) \frac{\partial p}{\partial \tau} dx d\tau. \quad (18.33)$$

Substituind expresiile găsite în egalitatea  $\delta = \delta_b + \delta_a$ , după simplificări rezultă:

$$\frac{\partial c}{\partial x} = - \frac{1}{a^2 \rho_c} \frac{\partial p}{\partial \tau}, \quad (18.34)$$

unde

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho_c \left[ \beta_c + \frac{2}{E_a} \left( \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \nu \right) \right]}} \quad (18.35)$$

și reprezintă viteza constantă de propagare a perturbației. În adevăr pentru o conductă absolut rigidă  $E_a = \infty$ , deci  $a = 1/\sqrt{\beta_c \rho_c}$  care reprezintă viteza de propagare a sunetului în combustibil.

S-au obținut astfel două ecuații diferențiale cu derivate parțiale:

$$\frac{\partial c}{\partial \tau} = - \frac{1}{\rho_c} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (a); \quad \frac{\partial c}{\partial x} = - \frac{1}{a^2 \rho_c} \frac{\partial p}{\partial \tau} \quad (b), \quad (18.36)$$

care arată că presiunea și viteza în conductă variază în timp și spațiu. Ca urmare soluția acestor ecuații diferențiale trebuie să fie de forma



$p = \varphi(x, \tau)$  și  $c = \psi(x, \tau)^*$ . Undele de presiune și viteză se deplasează cu viteză constantă. Se presupune că un observator care se deplasează de la pompă la injector cu viteza constantă  $a$  face măsurări asupra presiunii și vitezei. La orice distanță  $x$  de pompă  $x = a\tau$ , el măsoară aceeași presiune și viteză deoarece undele de presiune și viteză se deplasează cu aceeași viteză ca și observatorul. Ca urmare, condiția  $\tau - x/a = 0$  face funcțiile  $p$  și  $c$  invariabile, adică  $p$  și  $c$  sînt funcțiuni de argumentul  $\tau - x/a$ , deci prin integrarea ecuațiilor (18.36) se obține:

$$p = p_0 + F(\tau - x/a); \quad c = c_0 + \frac{1}{a\rho_c} F(\tau - x/a). \quad (18.37)$$

Substituind soluțiile găsite în ecuațiile (18.36), se observă că ele verifică ecuațiile. Dar soluțiile găsite reprezintă numai soluții particulare ale ecuațiilor, deoarece s-a urmărit fenomenul numai de la pompă la injector. Un alt grup de soluții particulare se obține dacă se urmărește fenomenul de la injector la pompă. Dacă observatorul pleacă de la injector cu viteza  $a$ , după timpul  $\tau$  parcurge distanța  $(L-x) = a\tau$  ( $x$  fiind distanța măsurată de la pompă), adică pentru  $\tau + x/a = ct$  el găsește că  $p$  și  $c$  rămîn invariabile, deci  $p$  și  $c$  sînt funcțiuni și de argumentul  $\tau + x/a$ , adică:

$$p = p_0 - W(\tau + x/a); \quad c = c_0 + \frac{1}{a\rho_c} W(\tau + x/a). \quad (18.38)$$

Astfel, relația (18.37) precizează undele care pleacă de la pompă, iar (18.38) undele care pleacă de la injector. Soluția generală a ecuațiilor va fi suma celor două soluții particulare, adică:

$$p = p_0 + F(\tau - x/a) - W(\tau + x/a) \quad (18.39)$$

$$c = c_0 + [F(\tau - x/a) + W(\tau + x/a)]/a\rho_c. \quad (18.40)$$

Funcțiunile  $F$  și  $W$  se explicitează din condițiile de limită. Se observă că constantele de integrare  $p_0$  și  $c_0$  reprezintă presiunea și viteza din conductă, în momentul inițial, adică presiunea reziduală (statică) la începutul refulării și viteza la începutul refulării. Întrucît între două injecții trece un interval de timp ridicat, în care mișcarea combustibilului se amortizează rezultă că  $c_0 = 0$ . La un moment dat, într-o secțiune a conductei rezultă:

$$p = p_0 + p_i + p_r \quad (a); \quad c = c_i + c_r \quad (b), \quad (18.41)$$

unde  $p_i$  și  $c_i$  sînt presiunea și viteza undei incidente, iar  $p_r$  și  $c_r$  — presiunea și viteza undei reflectate. Identificînd relațiile (18.41) cu (18.39) și (18.40), rezultă:

$$\begin{aligned} 1) \quad p_i &= F(\tau - x/a); & 2) \quad p_r &= -W(\tau + x/a); \\ 3) \quad c_i &= \frac{1}{a\rho_c} F(\tau - x/a); & 4) \quad c_r &= -\frac{1}{a\rho_c} W(\tau + x/a). \end{aligned} \quad (18.42)$$

Din (1) și (3) rezultă  $p_i = a\rho_c c_i$ , iar din (2) și (4)  $p_r = -a\rho_c c_r$ ; substituind ultimele relații în (18.41), rezultă soluțiile generale de forma

$$p = p_0 + a\rho_c c_i - a\rho_c c_r \quad (a); \quad c = c_i + c_r \quad (b). \quad (18.43)$$

Ecuațiile găsite conțin patru necunoscute. Pentru a rezolva sistemul sînt necesare încă două ecuații; ele se obțin din condițiile la limită la pompă și injector, care reprezintă ecuațiile de continuitate. Se observă însă că ecuațiile de continuitate au forme complicate (de pildă, la injector

\* Sînt cunoscute două metode de rezolvare a sistemului de ecuații (18.36) și anume: metoda funcțiilor discontinue și metoda caracteristicilor. Pentru reducerea expunerii, se apelează numai la prima metodă, soluțiile generale stabilindu-se urmărind sensul fizic al fenomenului.

trebuie să se țină seama și de ecuația de echilibru a acului). Pentru exemplificare se scrie ecuația de continuitate la pompă cînd orificiul de alimentare este închis, iar pistonul refulează numai spre injector. Rezultă:

$$A_p W_p = A_a c - dV/d\tau, \quad (18.44)$$

unde  $A_p$  și  $A_a$  sînt ariile secțiunilor transversale ale cilindrului și conductei;  $W_p$  și  $c$  — viteza pistonului-sertar și viteza combustibilului în conductă;  $dV$  — volumul eliberat prin contracția combustibilului. Din ecuația de compresibilitate rezultă  $dV = -\beta_c V_{pa} dp$ , unde  $V_{pa}$  este volumul combustibilului din cilindrul pompei și conductă. Ecuația (18.44) devine:

$$A_p W_p = A_a c + \beta_c V_{pa} dp/d\tau \quad (18.45)$$

Derivînd ecuația (18.43) în raport cu timpul, rezultă

$$\frac{dp}{d\tau} = a\rho_c \left( \frac{dc_i}{d\tau} - \frac{dc_r}{d\tau} \right) \quad (18.46)$$

și substituind ecuațiile (18.46) și (18.41) în ecuația (18.45), după transformări rezultă:

$$c_i + \beta_c a\rho_c \frac{V_{pa}}{A_a} \frac{dc_i}{d\tau} = \frac{A_p}{A_a} W_p - c_r + \beta_c a\rho_c \frac{V_{pa}}{A_a} \frac{dc_r}{d\tau}. \quad (18.47)$$

Ecuația (18.47) precizează fenomenul de curgere la pompă. O ecuație suplimentară se obține la injector. Sistemul de ecuații se integrează prin metoda diferențelor finite. În figura 18.43 se arată comparativ trei caracteristici de debitare (debitul unghiular  $\dot{V}_\alpha$  în funcție de  $\alpha_p$ ): 1) caracteristica geometrică determinată de legea de mișcare a pistonului-sertar; 2) caracteristica reală; 3) caracteristica teoretică, determinată pe baza procesului oscilant. Rezultă: a) durata reală a injecției este de circa 2 ori mai mare decît durata geometrică; b) injecția începe cu întîrziere față de începutul refulării (v. par. 18.9, despre determinarea avansului funcțional); c) începutul și sfîrșitul injecției nu sînt instantanee.

Perioada de întîrziere la injecție depinde de mai mulți factori, și anume crește la mărirea lungimii conductei sau a volumului de combustibil din sistemul de injecție, a presiunii de deschidere a acului, a turației și sarcinii motorului (fig. 18.44).

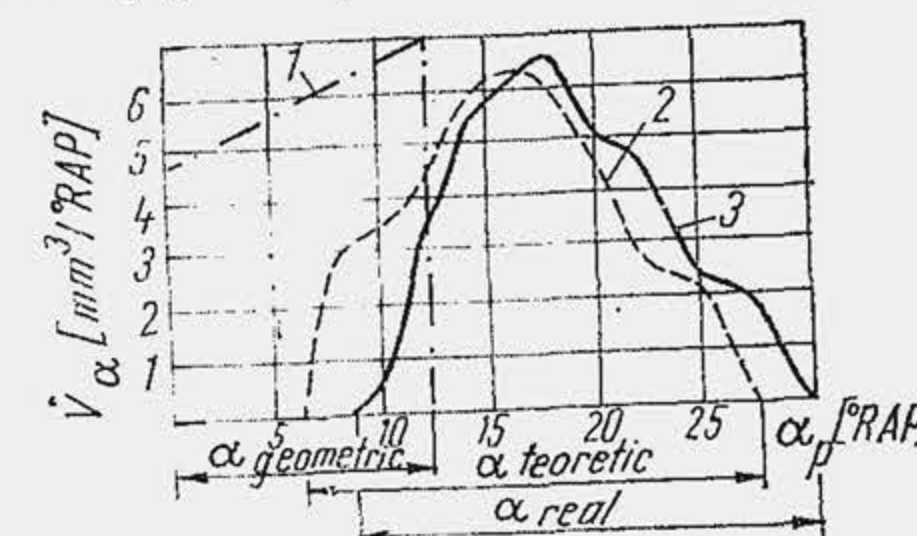


Fig. 18.43. Caracteristicile de debit ale sistemului de injecție.

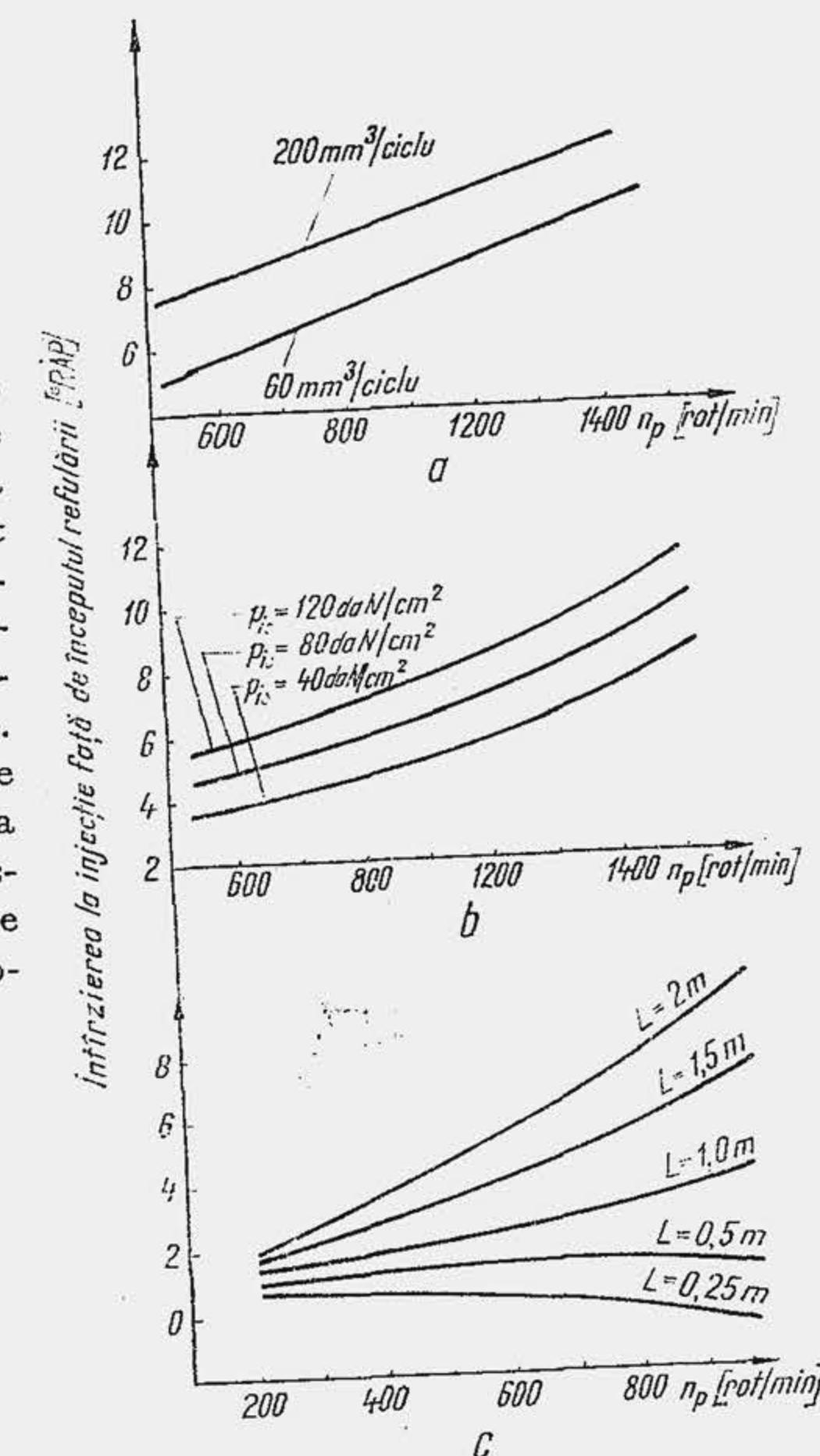


Fig. 18.44. Influența unor factori asupra întîrzierii la injecție față de începutul refulării.



### 18.7.2. INFLUENȚA COMPRESIBILITĂȚII COMBUSTIBILULUI ASUPRA PROCESULUI DE INECȚIE

Cînd conducta este scurtă efectul oscilațiilor de presiune este neglijabil (v. fig. 18.44). În acest caz, un rol important îl joacă compresibilitatea combustibilului.

Ecuția de continuitate la pompă, cu considerarea compresibilității combustibilului, are forma generală:

$$A_p W_p d\tau = \beta_c V dp + \Sigma \dot{V} d\tau, \quad (18.48)$$

Coeficientul de compresibilitate al combustibilului variază cu presiunea și temperatura (fig. 18.45); în calcule se utilizează o valoare medie.  $\Sigma \dot{V}$  reprezintă suma debitelor de combustibil care părăsesc sistemul de inecție prin injector și orificiul de alimentare. Se disting mai multe faze ale procesului.

*Faza I.* Începe din momentul ridicării pistonului și durează pînă la deschiderea supapei de refulare. Ecuția (18.48) devine (fig. 18.46):

$$A_p W_p d\tau = \beta_c V_p dp + \dot{V}_a d\tau, \quad (18.49)$$

unde  $V_p$  este volumul de combustibil în elementul de pompă, iar  $\dot{V}_a$  debitul care se descarcă prin orificiul de alimentare a cilindrului. La această ecuație se adaugă ecuația de debit:

$$\dot{V}_a = \mu_a A_a \sqrt{2(p - p_a)/\rho_c}. \quad (18.50)$$

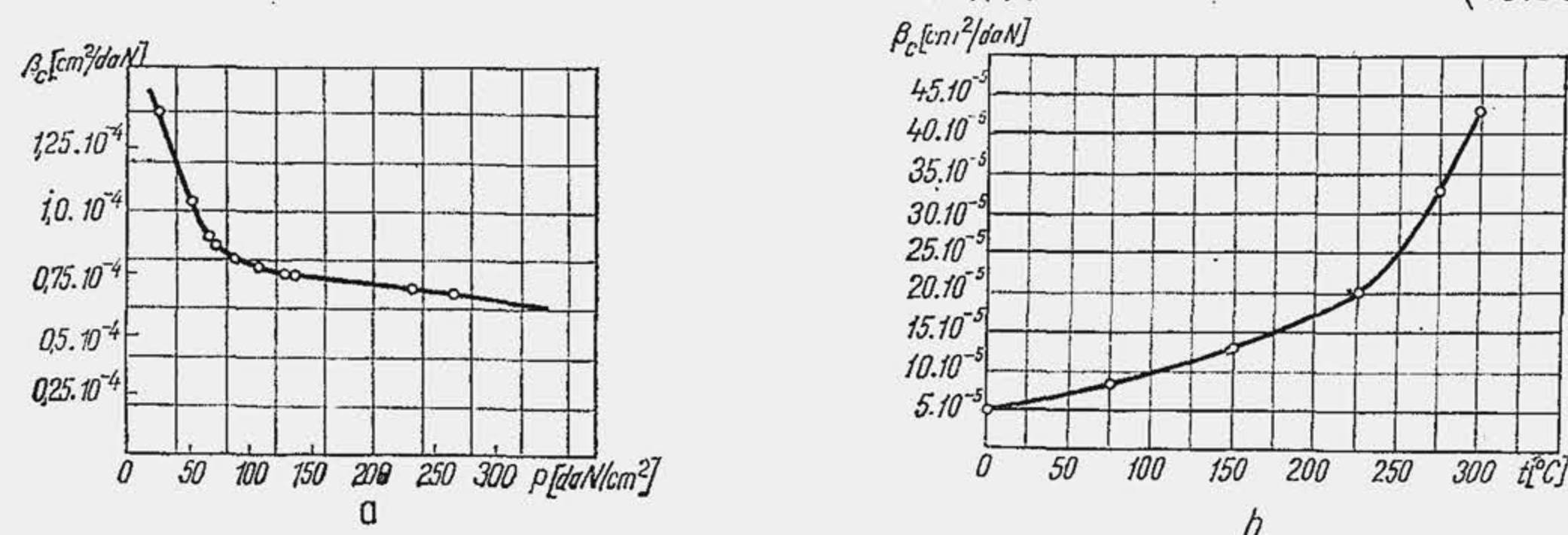


Fig. 18.45. Influența presiunii și temperaturii asupra coeficientului de compresibilitate.

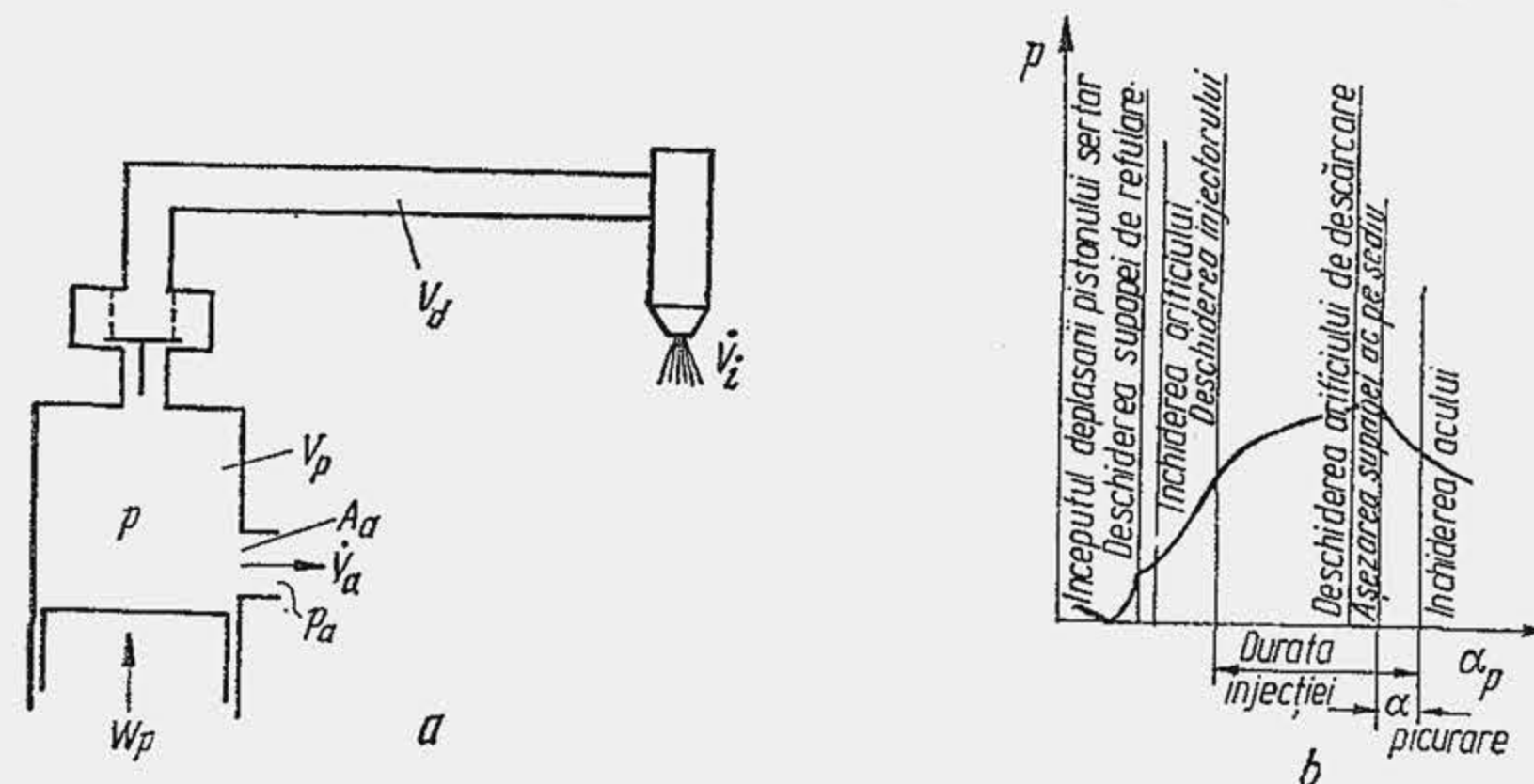


Fig. 18.46. Schema pentru stabilirea ecuațiilor de curgere în sistemul de inecție (a) și corelarea presiunii la pompa de inecție cu fazele de inecție (b).

Sistemul de ecuații se aplică pînă la deschiderea supapei de refulare, moment care rezultă din condiția  $p = p_{rez} + p_{arc}$ , unde  $p_{rez}$  este presiunea reziduală din conductă, iar  $p_{arc}$  — presiunea creată de arcul supapei de refulare.

*Faza a II-a* cuprinde două etape. Etapa 1: supapa de refulare deschisă și orificiul de încărcare deschis. Procesul este descris de ecuațiile precedente, dar volumul  $V_p$  se substituie cu suma  $V_p + V_a$ . Etapa a 2-a durează din momentul închiderii orificiului de alimentare pînă în momentul deschiderii injectorului. Ecuția care descrie procesul este:

$$A_p W_p d\tau = \beta_c (V_p + V_a) dp. \quad (18.51)$$

*Faza a III-a* este faza principală în care are loc inecția. Durează din momentul deschiderii injectorului\* și pînă în momentul deschiderii orificiului de încărcare de către rampa elicoidală. Procesul este descris de ecuația:

$$A_p W_p d\tau = \beta_c (V_p + V_a) dp + \dot{V}_i d\tau, \quad (18.52)$$

la care se adaugă ecuația de debit prin injector

$$\dot{V}_i = \mu_i A_i \sqrt{2(p_i - p_{cu})/\rho_c} \quad (18.53)$$

*Faza a VI-a* durează pînă la așezarea supapei de refulare pe sediu. Ecuația procesului este:

$$A_p W_p d\tau = \beta_c (V_p + V_a) dp + \dot{V}_i d\tau + \dot{V}_a d\tau, \quad (18.54)$$

la care se adaugă ecuațiile de debit prin injector și orificiul de alimentare.

*Faza a V-a* începe din momentul în care supapa de refulare desparte spațiul de lucru din cilindrul pompei de conductă. Această fază determină apariția fenomenului de picurare: combustibilul curge prin injector datorită presiunilor remanente din conductă. Ecuția care descrie procesul va fi:

$$\beta_c V_a dp + \dot{V}_i d\tau = 0. \quad (18.55)$$

La injectoarele închise picurarea încetează la așezarea acului pe sediu. Fenomenul de picurare este dăunător; din cauza presiunilor reduse o fracțiune din doză ajunge în cilindrul insuficient pulverizată și arde incomplet, iar picăturile de combustibil care se preling prin orificiul pulverizatorului coxază și blochează pulverizatorul. Fenomenul de picurare se ameliorează pe următoarele căi: 1) se descarcă conducta de înaltă presiune cu ajutorul supapei de refulare cu guler; 2) se montează în pulverizator o supapă de reținere; 3) se micșorează volumul de combustibil dintre pompă și injector pînă la eliminarea integrală a conductelor, prin utilizarea pompei-injector.

Influența compresibilității combustibilului asupra procesului de inecție la un injector închis se arată în figura 18.46, b.

### 18.7.3. COXAREA INJECTORULUI

Coxarea injectorului este un fenomen caracteristic care constă din formarea de depuneri pe pulverizator. Recent s-a arătat [11] că depunerile pe pulverizator sînt de două feluri: unele, numite *lacuri*, se formează în interiorul pulverizatorului, se depun pe ac și sediu și compromit etanșarea; altele, numite *calamină*,

\* Vezi par. 18.9, despre determinarea avansului la inecție.



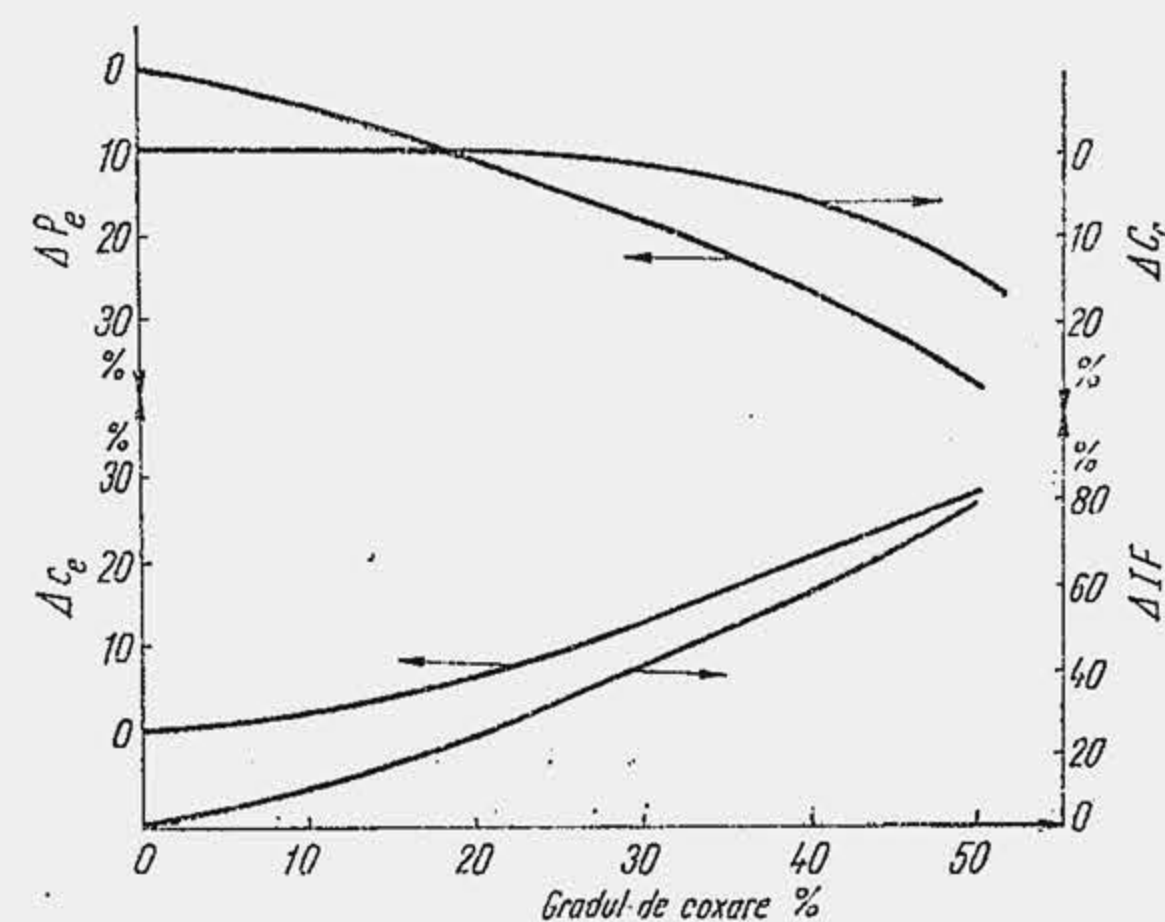


Fig. 18.47. Influența gradului de coxare asupra performanțelor MAC-ului.

de coxare. Creșterea puterii litrice la motoarele de autovehicule prin mărirea vitezei medii a pistonului și supraalimentare, amplifică nivelul de temperatură al pulverizatorului, ceea ce contribuie la intensificarea fenomenului de coxare. Constructorul caută soluții pentru a menține temperatura pulverizatorului la un nivel redus (răcirea mai intensă a injectorului prin cămașa de apă din cilindru, răcirea forțată independentă a injectorului); chimistul caută să reducă fracțiunile grele din motorină care au stabilitate termică mai redusă (punctul final de fierbere la unele clase de combustibil diesel pentru motoarele de autovehicule s-a redus la 340...370°C), sau caută aditivi adecvați care măresc stabilitatea termică. În unele cazuri, la utilizarea vehiculului în serviciul urban, când motorul funcționează frecvent în regimuri tranzitorii, sau când este puternic încărcat, se înlocuiește motorina cu petrolul.

Creșterea gradului de coxare a injectorului (gradul de coxare se evaluează prin reducerea relativă a dozei de combustibil) produce înrăutățirea arderii și micșorarea puterii motorului, ilustrate prin creșterea consumului specific de combustibil și a indicelui de fum (fig. 18.47). Arderea este compromisă din cauza modificării caracteristicilor jetului de combustibil (fig. 18.48): se reduce penetrația jetului (*a, b, c*) și crește diametrul particulelor de combustibil (*d, e, f*) întrucât se modifică geometria canalului pulverizatorului, se reduce secțiunea și se pierde etanșarea. Reducerea penetrației jetului concentrează arderea în vecinătatea injectorului, temperatura acestuia sporește, aerul periferic rămâne neutilizat și se intensifică arderea incompletă. Apare o influență reciprocă între fenomenul de coxare și gradul de ardere incompletă.

Un injector normal are o periodicitate de schimb de 30 000 km parcurși sau 500 ore de funcționare. Prin coxare, periodicitatea de schimb ajunge la 6...10 000 km parcurși. Coxarea injectorului compromise nu numai performanțele consumului de combustibil și indicelui de fum din gazele de evacuare. S-a observat în plus o modificare a proprietăților uleiului datorită combustibilului lichid nears care ajunge în carter.

#### 18.7.4. GOLURILE DE COMBUSTIBIL DIN CONDUCTE

În conducta de înaltă presiune apare o perturbare suplimentară: golurile de combustibil. În intervalul dintre două injecții, când conducta se descarcă integral, presiunea coboară sub presiunea de saturație și se formează bule de

se formează pe suprafața pulverizatorului în contact cu gazele fierbinți, obturează parțial secțiunea liberă a orificiului și compromit caracteristicile jetului (pulverizarea, penetrația, debitul). Lacurile integrale și calamina parțial se datoresc instabilității termooxidante a combustibilului; calamina se datorește în parte și depunerilor pe orificiul pulverizatorului a particulelor de fum, formate în timpul arderii, precum și fenomenului de picurare. Temperatura injectorului și punctul final de fierbere al motorinei au un rol hotărâtor asupra gradului

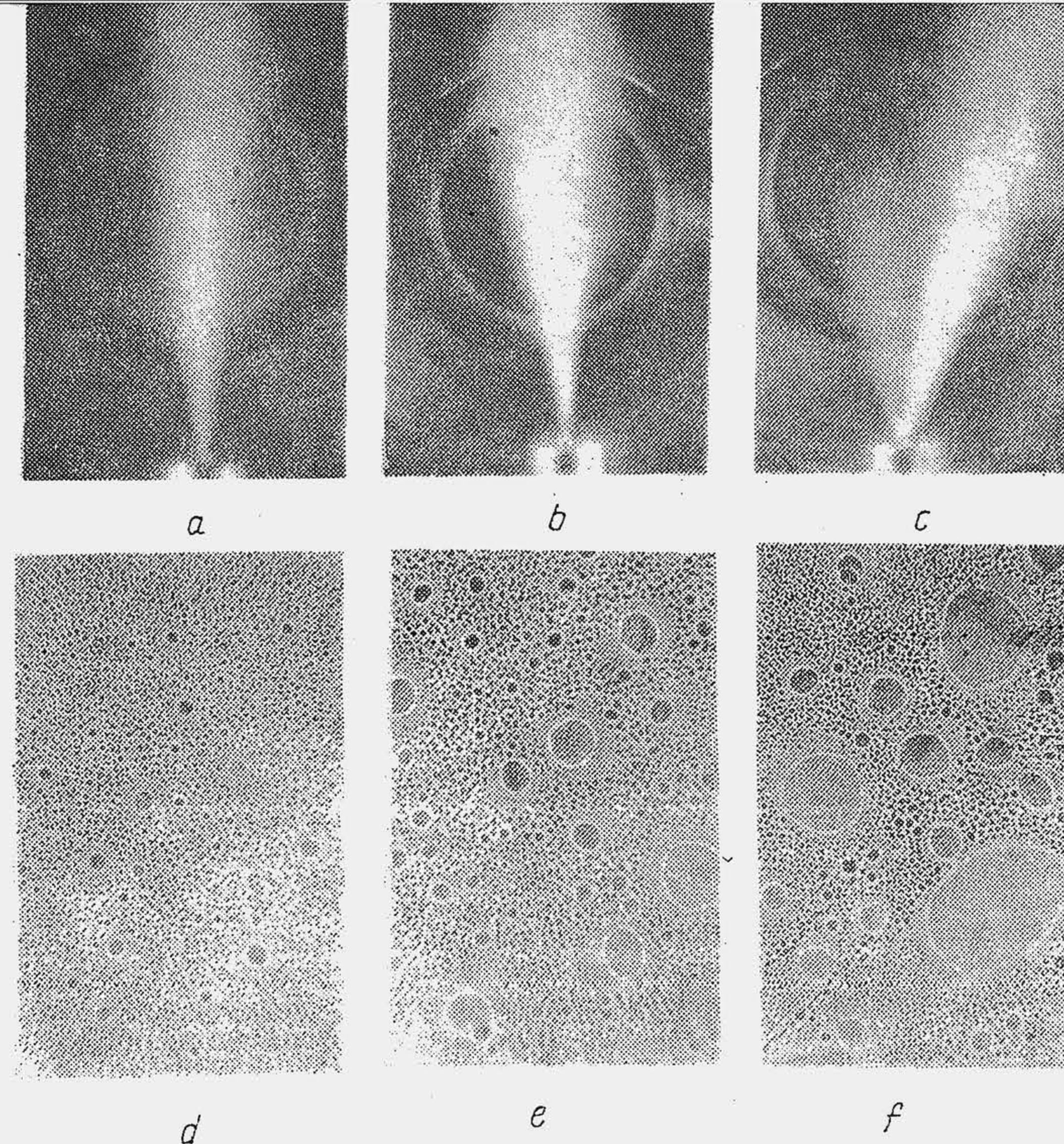


Fig. 18.48. Influența gradului de coxare asupra caracteristicilor jetului. Injector nou (*a* și *d*); injector coxat 15% (*b* și *e*); injector coxat 50% (*c* și *f*).

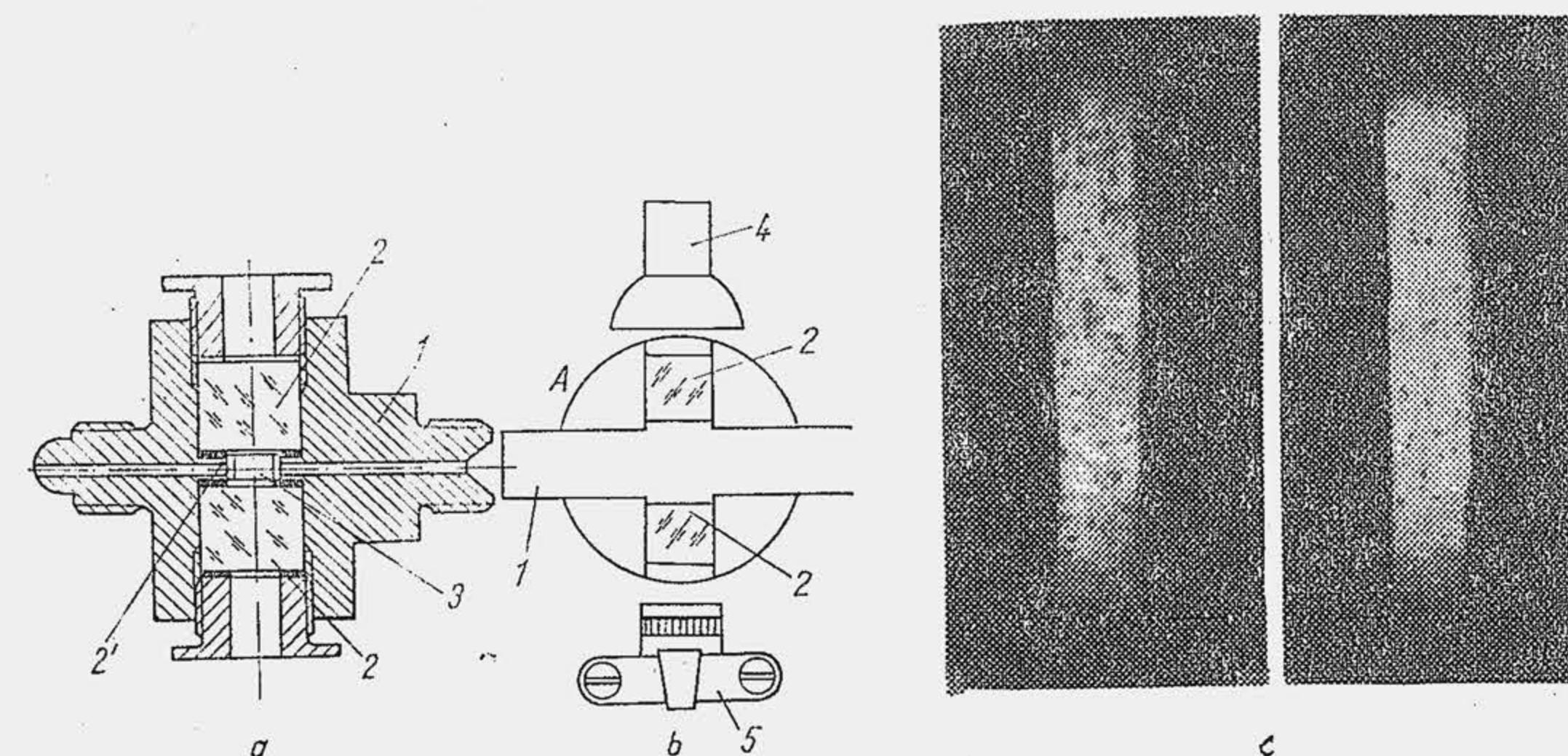


Fig. 18.49. Înregistrarea „golurilor” din conducta de înaltă presiune.



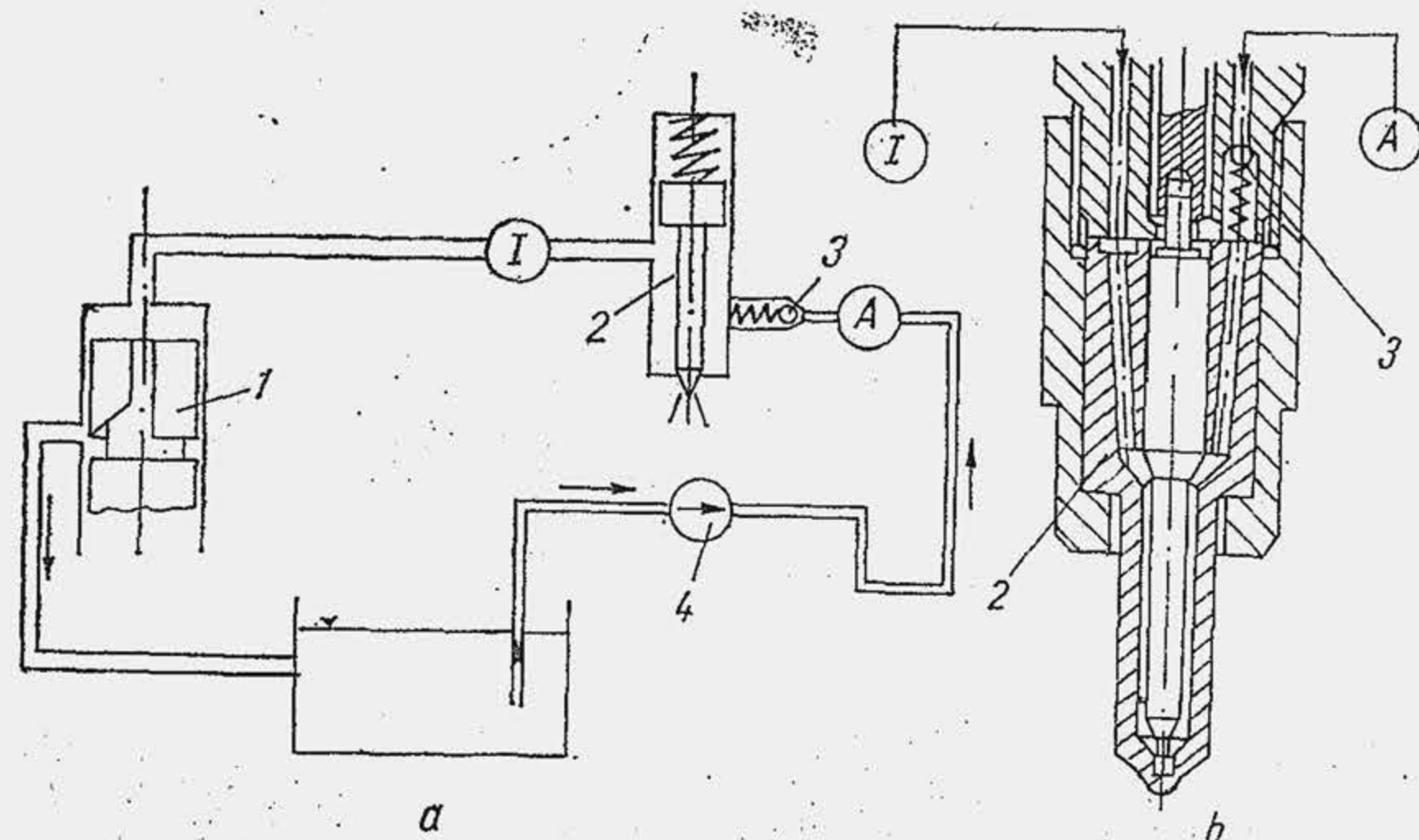


Fig. 18.50 Soluție pentru eliminarea „golurilor” din conducta de înaltă presiune.

vapori, care au fost puse în evidență prin metode diferite: fotografiere în lumină intermitentă, cinematografiere rapidă, holografie. Prima metodă a fost aplicată recent în lucrarea [8]. Conducta de înaltă presiune 1 a fost secționată și inclusă într-un ansamblu împreună cu ferestrele 2 (fig. 18.49, a); zona de vizualizare 3, are o lungime de 6 mm și o secțiune apropiată de a conductei. O lampă stroboscopică 4 proiectează un fascicul intermitent de lumină iar camera fotografică 5 înregistrează zona iluminată (b). Lampa este comandată de un ruptor astfel ca iluminarea să se producă în diferite momente ale procesului de injecție. Fotografiile (detaliul c) arată că golurile au formă sferică, apar în tot volumul și urmează aproximativ o distribuție statistică normală. Golurile din conductă au următoarele consecințe: 1) la reluarea injecției, din cauza discontinuităților din coloana de combustibil, presiunea la injector crește mai încet, injecția începe cu întârziere și caracteristica de injecție își schimbă alura; 2) în conductă apare fenomenul de cavitație care are acțiune corosivă și deteriorează rapid conducta. Modelarea coloanei de combustibil cu goluri conduce la un combustibil cu modul de elasticitate  $E^*$  mai mic:  $E^* = E \cdot q(x)$  unde  $q(x)$  este o funcție de atenuare. Funcția de atenuare este definită de relația  $q(x) = \exp(-0,5 E x^2)$  unde  $x = V_{gol}/V_a$ ,  $V_a$  fiind volumul combustibilului din conductă iar  $V_{gol}$  — volumul golurilor. Pe această cale modelul matematic al propagării prin conducta cu goluri este același ca în cazul conductei fără goluri, dar viteza de propagare se reduce, datorită funcției de atenuare.

Golurile sînt influențate de mai mulți factori constructivi, dintre care înălțimea și diametrul gulerului supapei de refulare, volumul camerei supapei și volumul conductei au un rol predominant. Se înțelege astfel, de ce uzina constructoare interzice schimbarea în exploatare a dimensiunilor unei conducte de înaltă presiune, deoarece în încercările de stand, pentru punerea la punct a sistemului de injecție, se stabilesc dimensiunile conductei astfel încît efectele de compresibilitate și de goluri să afecteze controlat parametrii injecției. Pentru evitarea golurilor s-au elaborat mai multe soluții, dintre care se menționează sistemul original de injecție, care urmărește să mențină în conducta dintre pompă și injector o presiune pozitivă ( $3 \dots 5 \text{ daN/cm}^2$ ), între două cicluri de injecție [14]. În acest scop, s-a completat circuitul de alimentare a sistemului de înaltă presiune (fig. 18.50, a): combustibilul ajunge la pompa 1 de la injectorul 2 prin supapa automată 3, montată chiar pe injectorul de serie TG4×0,275, fabricat în țară (b). Pompa de alimentare 4 refulază combustibilul la presiunea de  $5 \dots 6 \text{ daN/cm}^2$ , între două injecții; cînd pistonul sertar efectuează cursa utilă, supapa (3) se închide și procesul de injecție decurge normal.

## 18.8. INECȚIA DE BENZINĂ

Spre deosebire de motorul cu aprindere prin comprimare, la motorul cu aprindere prin scînteie inecția de benzină poate avea loc atît în interiorul cilindrului cît și în exteriorul lui, în colectorul sau galeria de admisiune. Dacă inecția de benzină se realizează în interiorul cilindrului, este evident că fiecare cilindru se alimentează independent. Dacă alimentarea are loc în exterior, atunci pot fi utilizate două soluții, și anume: inecția este comună pentru toți cilindrii și are loc în conducta de admisiune — soluție care prezintă multe apropieri cu cea utilizată la formarea amestecului cu un carburator multiplu — sau inecția are loc individual, pentru fiecare cilindru. Ultima soluție prezintă două variante: inecția are loc în galeria de admisiune (în chiulasă), în fața supapei de admisiune, sau se produce în conducta propriu-zisă. A doua variantă urmărește să simplifice construcția chiulasei, dar realizează un grad mai redus de omogenitate a amestecului.

Inecția de benzină prezintă următoarele avantaje:

1) pulverizarea foarte fină a combustibilului. Viteza relativă dintre jet și aer depășind  $100 \text{ m/s}$ , pulverizarea se realizează chiar și la sarcini și turații reduse. Mai mult, experiența arată că pornirea motorului rece este mult mai ușoară la alimentarea prin inecție de benzină, tocmai datorită bunei pulverizări a combustibilului;

2) distribuția mai uniformă a combustibilului între cilindrii motorului. Efectul este important dacă alimentarea cilindrului se efectuează individual. În timp ce la formarea amestecului prin carburare, gradul maxim de distribuție neuniformă a combustibilului poate ajunge pînă la  $20\%$ , la inecția de benzină acesta nu depășește  $5\%$ . Această împrejurare constituie o sursă importantă de îmbunătățire a performanțelor motorului. Astfel, se pot utiliza amestecuri mai sărace, deoarece se reduc abaterile de la valoarea medie a dozei și se pot utiliza combustibili cu cifre octanice mai reduse, pentru că în mod practic cifra octanică maximă este determinată de cilindrul cu înclinarea cea mai mare la detonație, din cauza distribuției neuniforme a fracțiunilor din combustibil cu aceleași proprietăți antidetonante;

3) creșterea gradului de umplere, cu valori care pot ajunge pînă la  $8 \dots 12\%$ , determinată, în primul rînd, de eliminarea difuzorului carburatorului; în al doilea rînd, pulverizarea fină a combustibilului care, asigurînd condiții de vaporizare eficientă, face de prisos „pata caldă” din colectorul de admisiune; în al treilea rînd, dacă inecția are loc chiar în cilindrul motorului, în locul vaporilor de combustibil prezenți în amestec, pătrunde în cilindru o cantitate suplimentară de aer;

4) creșterea raportului de comprimare, cu o valoare care poate ajunge la motoarele în patru timpi, pînă la o unitate, determinată de lipsa de încălzire a fluidului proaspăt, de răcirea suplimentară a amestecului și a pereților camerei de ardere ca urmare a vaporizării, de distribuția mai uniformă a combustibilului între cilindri;

5) creșterea puterii și economicității motorului. Creșterea de putere, care este determinată de îmbunătățirea procesului de umplere și reducerea consumului specific de combustibil, atinge la motoarele în patru timpi  $10 \dots 12\%$ . O creștere a economiei de benzină se realizează și datorită faptului că la decelerare, alimentarea se întrerupe prompt, prevenindu-se risipa de combustibil. Pulverizarea foarte bună la sarcini reduse permite o mărire a coeficientului



de dozaj, fără pericol de rateuri, ceea ce înseamnă utilizarea unui amestec mai economic. O creștere suplimentară a excesului de aer este posibilă datorită stratificării amestecului în cilindrul motorului (v. cap. 25);

6) reducerea înălțimii motorului cu 15...25 cm;

7) adaptare mai bună la tracțiune a motorului de autovehicul, determinată de accelerarea rapidă și funcționarea mai uniformă a motorului la accelerare. Astfel, conducerea autovehiculului devine mai plăcută și mai comodă.

Fiecare dintre avantajele injectiei de benzină, luat în parte, reprezintă un efect redus; experiența arată însă că totalitatea avantajelor enunțate duce la un efect global important.

Principalele dezavantaje ale injectiei de benzină sînt: costul mai ridicat al instalației de alimentare și complexitatea mai mare a acesteia; întreținere mai calificată; cheltuieli mai mari de reparații.

Dacă se alege drept criteriu durata injectiei, se disting două procedee de injectie; injectia continuă și injectia discontinuă. Injectia continuă necesită o aparatură de injectie mai simplă și mai ieftină. Aceasta se efectuează simultan pentru toți cilindrii sau pentru un grup de cilindri care realizează succesiv admisiunea. Injectia discontinuă în fața supapei de admisiune sau în cilindru este însă mai eficientă. Dacă injectia de benzină se produce în cilindru, presiunea de injectie trebuie să fie relativ ridicată, ajungînd pînă la 20 daN/cm<sup>2</sup>. Dacă injectia de benzină se produce în conductă sau galeria de admisiune, atunci presiunea de injectie poate fi mult mai redusă, 3...15 daN/cm<sup>2</sup>, ceea ce necesită un sistem de injectie mult mai simplu. Totodată, injectorul montat în galeria de admisiune este mai simplu și nu vine în contact cu gazele fierbinți.

Spre deosebire de motorul cu aprindere prin comprimare, la motorul cu aprindere prin scînteie cu injectie de benzină reglarea sarcinii nu se poate realiza numai prin modificarea dozei de combustibil. Este știut, că aprinderea prin scînteie are loc într-un domeniu restrîns de dozaje. De aceea, pentru ca amestecul să nu depășească limitele de aprindere, odată cu modificarea cantității de combustibil injectat este necesar să se modifice și debitul de aer. Cantitatea de aer admisă în cilindrul motorului se modifică prin obturarea parțială a admisiunii cu un obturator sau o clapetă de aer. Aceasta impune comanda simultană a obturatorului și a organului de reglare a debitului de combustibil, ceea ce complică sistemul de injectie.

Injectoarele utilizate la injectia de benzină diferă esențial de acelea utilizate la MAC și se remarcă printr-o simplitate mai mare. Un tip de injector care lucrează la presiuni de injectie reduse (fig. 18.51) este alcătuit din

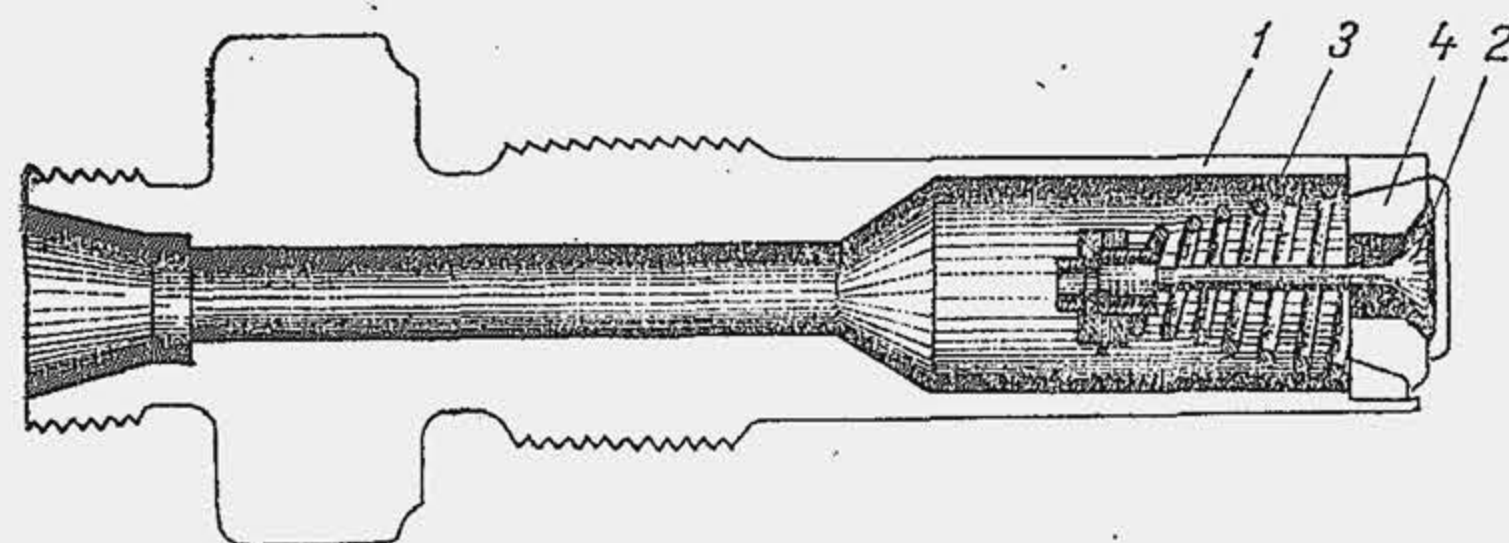


Fig. 18.51. Supapa-injector pentru injectia benzinei în conducta de admisiune.

corpul 1 în care se montează prin bordurare o supapă formată din supapa propriu-zisă 2, arcu 3 și scaunul 4. Supapa se deschide în exterior, sub acțiunea presiunii exercitate de combustibil (14 daN/cm<sup>2</sup>) și creează o pînză conică de combustibil, în locul unui jet compact, ceea ce ușurează distribuția particulelor de combustibil în aer.

Sistemele de injectie continuă de combustibil din deceniul al 7-lea erau construite pe principiul reglării dozei de combustibil pe baza depresiunii din conducta de admisiune. Întrucît debitul nu variază liniar cu depresiunea, au apărut dificultăți în corelarea strînsă a dozajului cu regimul de funcționare. De dată recentă este sistemul de injectie continuă a benzinei numit K-Jetronic, prevăzut cu un dispozitiv independent pentru măsurarea debitului de aer, care comandă dispozitivul pentru reglarea dozei de combustibil. Debitul de aer este controlat în continuare de un obturator.

Părțile componente ale sistemului K-Jetronic sînt arătate în figura 18.52. Pompa de combustibil este de tipul independent, pentru a asigura presiunea și debitul necesar la motoarele de turație înaltă; ea este acționată de un motor electric. Dozatorul-distribuitor DD reprezintă dispozitivul principal care dozează combustibilul în raport cu sarcina și turația motorului și-l distribuie la fiecare injector, fixat în chiulasă. Injectia are loc pentru fiecare cilindru în parte, în poarta supapei de admisiune. Dispozitivul DD are loc pentru fiecare cilindru în parte, în poarta supapei de admisiune. Dispozitivul DD cuprinde: elementul de dozare; elementul de măsurare a debitului de aer — platoul-sondă PS fixat la capătul unei pîrghii care oscilează în jurul unui punct de articulație R și echilibrat de o masă C<sub>g</sub> fixată la celălalt capăt al pîrghiei; regulatorul presiunii de alimentare RPA — o supapă de control și un arc elicoidal. Sub acțiunea presiunii dinamice platoul-sondă (fig. 18.53, detaliul A) se deplasează într-un ajutor conic. Platoul-sondă introduce o rezistență gazodinamică mică, echivalentă cu 0,012 daN/cm<sup>2</sup>, care produce o reducere a gradului de umplere în regimul

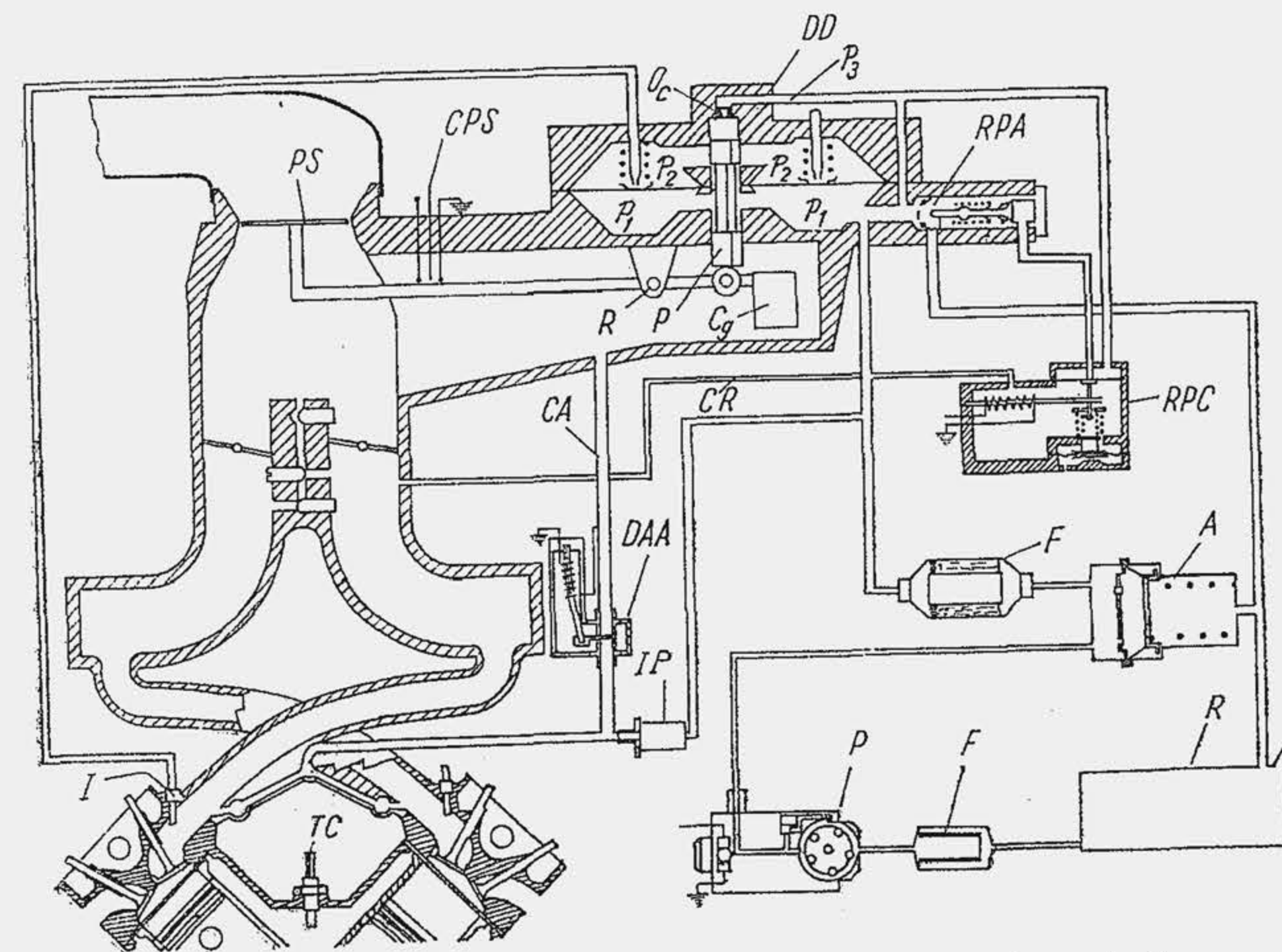


Fig. 18.52. Schema unei instalații de alimentare prin injectie continuă de benzină.



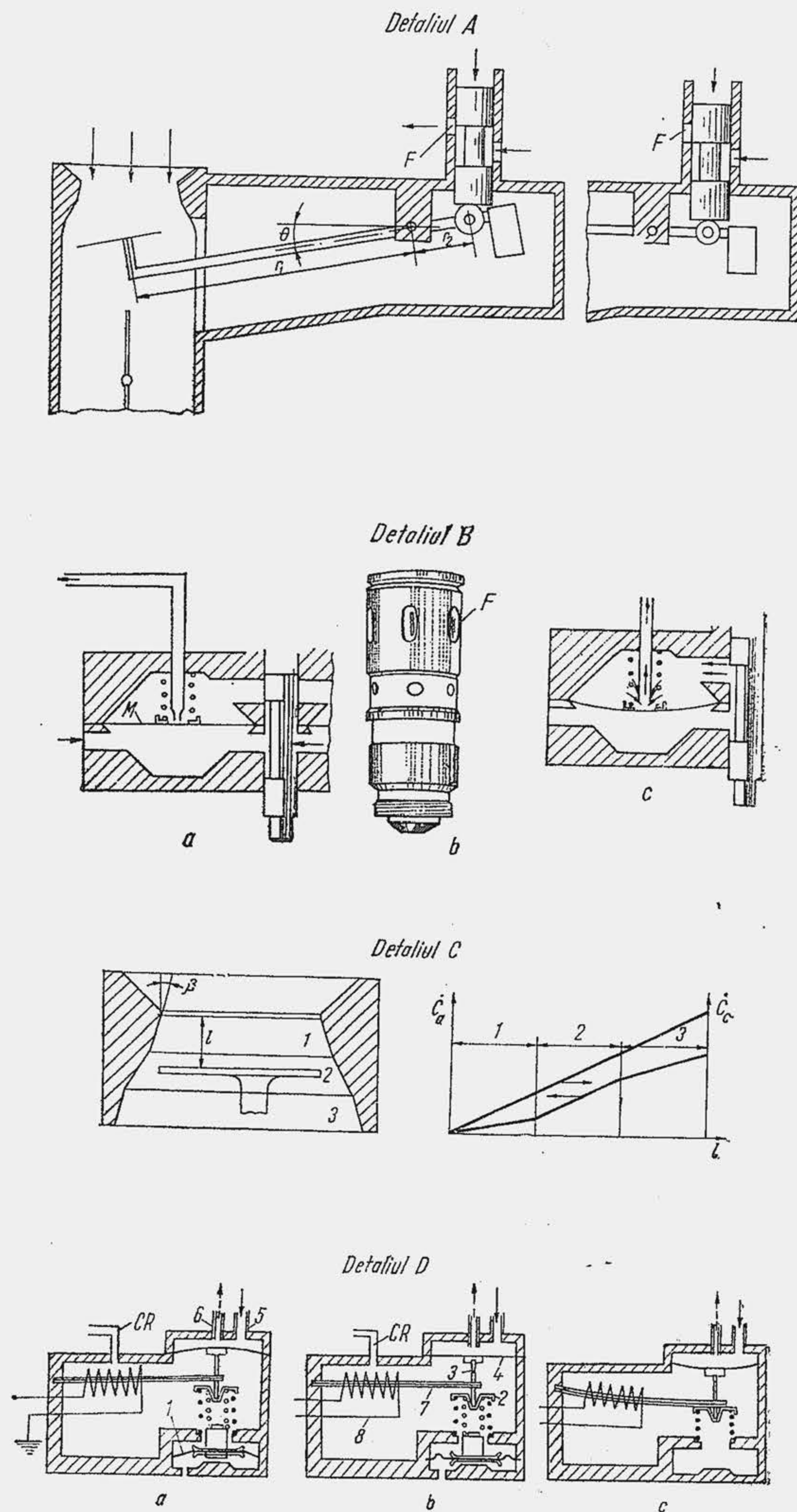


Fig. 18.53. Dispozitivele sistemului de injecție continuă de benzină.

virfului de putere de 1,5%. Odată cu creșterea debitului de aer, crește unghiul  $\theta$  de rotire a pîrghiei, iar pistonul-sertar parcurge o cursă  $s$  mai mare și eliberează o secțiune mai mare din fanta  $F$  de dozare, prevăzută în cilindru dozatorului-distribuator (detaliul B). Debitul prin fantă este  $\dot{C}_F = \mu_F A_F W_F \rho_c = \mu_F A_F \sqrt{2 \rho_c \Delta p_F}$  ( $\mu_F$  — coeficientul de debit;  $A_F$  — aria secțiunii fantei;  $W_F$  — viteza combustibilului prin fantă;  $\rho_c$  — densitatea combustibilului;  $\Delta p_F$  — căderea de presiune în dreptul fantei). În dispozitivul DD sînt incluse două elemente de reglare care asigură  $\Delta p_F = \text{const.}$ , astfel că doza variază liniar cu secțiunea  $A_F$  a fantei, ceea ce asigură o mare precizie de dozare. Fiecare cilindru este alimentat de o fantă, confecționată printr-un procedeu electroeroziv care asigură o mare precizie dimensională. Se asigură astfel o mare uniformitate a dozelor de combustibil, refulate în fiecare cilindru (un avantaj esențial al sistemului). Primul element de reglare RPA (v. fig. 18.52) este alcătuit din o supapă cu arc elicoidal, care controlează orificiul de reîntoarcere în rezervor a combustibilului suplimentar refulat de pompă; el menține constantă, cu mare precizie, presiunea  $p_1$  din avalul pistonului sertar. Al doilea element de reglare este alcătuit din membrana metalică  $M$  cu arcul ei (detaliul B, fig. 18.53), care controlează secțiunea de refulare a combustibilului spre injector și presiunea  $p_2$  de deasupra membranei. Ca urmare, în dreptul fantei, căderea de presiune este riguros constantă și egală cu  $\Delta p_F = p_2 - p_1 = 0,1 \text{ daN/cm}^2$ .

Sistemul include un număr de soluții care asigură reglarea dozajului în raport cu regimurile de funcționare:

1) ajutorul conic este prevăzut cu un profil conic în trepte (detaliul C), care asigură la același debit de aer, controlat de obturator, o deplasare diferită a platoului-sondă și anume, o deplasare  $l$  cu atît mai mare cu cît înclinarea  $\beta$  a profilului este mai mică. Pe porțiunile 1 și 3, care corespund regimurilor de sarcină mică, respectiv sarcină mare, debitul de aer  $\dot{C}_a$  crește mai încet cu deplasarea  $l$  decît pe porțiunea mediană 2, care corespunde sarcinilor mijlocii. Pe de altă parte, deplasarea pistonului sertar variază liniar cu  $s$  ( $s = r_2 \theta$ ;  $l = r_1 \theta$ ;  $s = l \cdot r_2 / r_1$ ), iar debitul de combustibil fiind proporțional cu  $s$ , rezultă  $\dot{C}_F \sim l$ . Se observă că, în zonele extreme  $\dot{C}_c$  crește mai repede decît  $\dot{C}_a$  și amestecul se îmbogățește, în concordanță cu cerințele regimurilor respective;

2) dispozitivul RPC (detaliul D) asigură o corecție suplimentară a dozajului în funcție de sarcină. El este alcătuit din o membrană 1 acționată de o parte de presiunea atmosferică, iar de cealaltă parte, de presiunea din spatele obturatorului, prin conducta CR (v. și fig. 18.52). Talerul 2 fixat elastic de membrana 1, deplasează tija 3, fixată la rîndul ei de membrana 4. Cînd depresiunea este mare, la sarcini mici, membrana micșorează scăpările de combustibil din conducta 5 în conducta 6, spre rezervor; la sarcini mari, depresiunea scade, iar membrana 4 se depărtează de capătul conductei 6 și amplifică scăpările spre rezervor. Modificînd scăpările de combustibil, dispozitivul RPC comandă valoarea presiunii  $p_3$  de deasupra pistonului sertar (de aici denumirea de regulator al presiunii de comandă), care determină forța de reacțiune ce se opune forței exercitate de platoul-sondă, pe partea inferioară a pistonului sertar (v. și fig. 18.52). Cînd presiunea  $p_3$  scade crește cursa  $s$ , sporește debitul de combustibil și amestecul se îmbogățește. Cînd presiunea  $p_3$  crește acțiunea dispozitivului este în sens opus. Un orificiu calibrat  $O_c$  are rolul de a amortiza oscilațiile platoului-sondă, produse de pulsațiile aerului. Dispozitivul RPC include o soluție suplimentară pentru funcționarea motorului rece. O lamă bimetalică 7 apasă inițial talerul 2, iar membrana 4 se curbează în jos (detaliul D) și mărește scăpările de combustibil. Presiunea  $p_3$  scade sensibil, cursa  $s$  crește și amestecul se îmbogățește. După pornire, lama 7 este încălzită de un circuit electric 8 și lasă liber sistemul alcătuit din membranele 1 și 4;

3) dispozitivul DAA controlează debitul auxiliar de aer pentru pornire, care trece prin conducta CA. Este alcătuit de asemenea din o lamă bimetalică, care acționează asupra unei supape de reglare 9 (detaliul E). La pornire, lama este în poziție verticală, iar supapa lasă cale liberă aerului auxiliar. Pe măsură ce motorul se încălzește, lama bimetalică este încălzită de circuitul electric 10, se deformează și deplasează supapa spre dreapta, micșorînd treptat, pînă la anulare, debitul aerului auxiliar;



4) pornirea motorului rece este asigurată de un injector special *IP* (v. fig. 18.52), care funcționează numai la pornire, pe baza semnalului transmis de termocuplul *TC* unui termocontact, privind temperatura lichidului de răcire;

5) contactorul *CPS* comandă un releu care controlează alimentarea cu curent a motorului electric. La pornire, când motorul este rotit, platoul sondă se deplasează sub acțiunea curentului de aer și pune în acțiune contactorul *CPS*. Astfel, la oprirea motorului, pompa de alimentare nu funcționează;

6) acumulatorul *A* prevăzut în sistemul de alimentare (fig. 18.52) amortizează zgomotul produs de funcționarea pompei *P*, care deplasează benzina din rezervorul *R* prin filtrele *F*, întârzie creșterea de presiune în circuitul de alimentare cu combustibil la pornire, ceea ce limitează debitul de combustibil prin injectoare, menține circuitul de alimentare sub presiune, pentru a asigura pornirea ușoară la cald.

## 18.9. ÎNCERCAREA SISTEMELOR DE INECȚIE

Pompele de inecție se încearcă pe un stand destinat acestui scop (tip Bosch, Hartridge etc.). Standul permite reglarea pompelor de inecție (doza de combustibil a fiecărui element de refulare), reglarea începutului refulării, reglarea reglatoarelor. Standul de încercare (fig. 18.54) este echipat cu un motor electric de 3,7 kW, o pompă de alimentare, filtre, un rezervor, injectoare etalon, eprubete gradate, masa de montaj 1 a pompei de inecție, cuplajul 2 pentru antrenarea pompei, aparate de control, turometrul 3 pentru determinarea turației, manometrele 4, 5, 6, termometrul 7. Motorul electric antrenează pompa de inecție și pompa de alimentare; pârghia 8 asigură modificarea turației în limitele 0...5 000 rot/min. Încercarea se face cu lichid de probă (în România, ulei L 4/1). Pentru ca rezultatele să fie reproductibile standul este echipat cu injectoare proprii 9, orificiile pulverizatoarelor fiind etalonate, iar presiunea de inecție standardizată:  $175 \pm 2 \text{ daN/cm}^2$ . Cilindrii gradați sau eprubetele 10 primesc combustibilul refulat de pompă. Eprubetele sînt gradate de la 0 la 60 cm<sup>3</sup>. Pentru că doza de combustibil refulată de pistonul-sertar e mică (50...100 mm<sup>3</sup>), pompa se reglează pentru un număr de inecții. Un mecanism cu clichet comandă

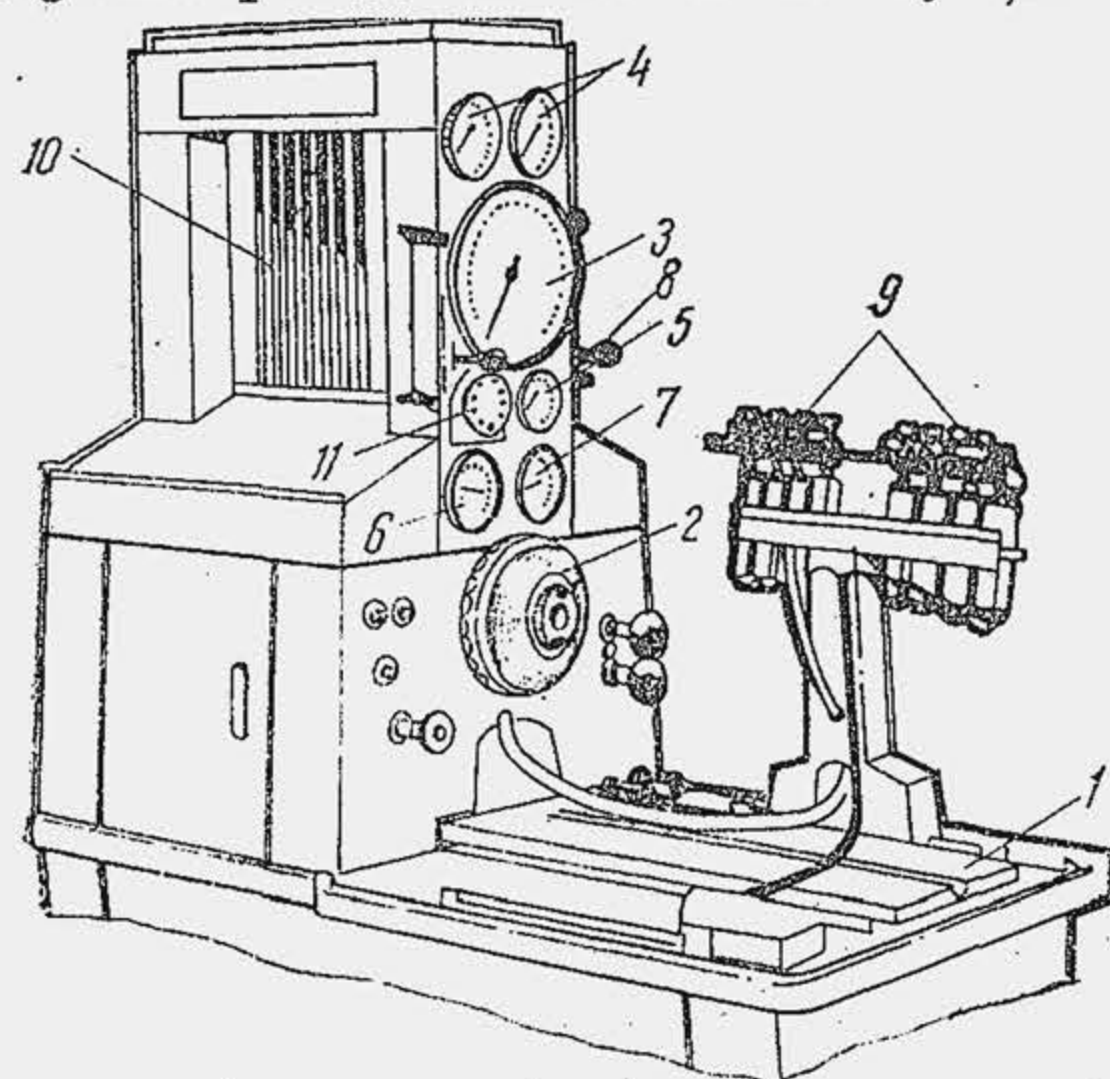


Fig. 18.54. Stand pentru încercarea pompelor de inecție.

100 de inecții și un selector, acționat de butonul 11 comandă multipli de 100 declanșări, pînă la 1 000. Se reglează fiecare element de refulare, în limitele unui grad de neuniformitate admisibil.

Pe stand ca și în funcționare este necesar să se cunoască parametrii inecției, să se pună la punct un sistem de inecție, în corelație cu cerințele funcționale ale motorului. În acest scop se determină presiunile din conductă, la pompă și la injector, cu ajutorul receptorilor de presiune piezoelectrice sau tensometrice (se elimină pastila de cuarț și se montează pe membrană o marcă tensometrică), care se montează

la capetele conductei de înaltă presiune. Deplasarea acului injectorului se determină cu un traductor inductiv. Se prelungește acul cu o tijă care se deplasează în interiorul unei bobine, montată într-un circuit de curent alternativ. Variațiile curentului se transformă în unități de cursă prin etalonare. Variația presiunii la injector și legea de ridicare a acului, înregistrate pe ecranul unui osciloscop se arată în figura 18.55. Momentul la care acul injectorului începe ridicarea de pe sediu, în funcționare, măsurat față de *p<sub>mi</sub>*, se numește *avans (funcțional) la inecție β*. Uzinele constructoare indică *avansul static la inecție β<sub>s</sub>*, care reprezintă momentul la care marginea superioară a pistonului elementului de pompă închide orificiul de încărcare (v. fig. 18.16, poziția 4), măsurat față de *p<sub>mi</sub>*. Avansul static se determină prin metoda meniscului, când motorul este în repaus. Se îndepărtează conducta de inecție de la pompă și se montează în locul ei o conductă, prevăzută la o extremitate cu un tub de sticlă, cu diametrul interior de 1...1,5 mm. Apoi, se execută cîteva rotații ale pompei, pînă cînd apare vizibil nivelul combustibilului în tubul de sticlă. Se rotește din nou motorul cu manivela și se determină momentul în care nivelul combustibilului în tubul de sticlă începe să crească. Se raportează acest moment la *p<sub>mi</sub>*, precizat de obicei pe volant și se obține *avansul static*. La montaj sau în exploatare, *avansul static* reprezintă o mărime de control care se determină simplu. Pentru controlul formării amestecului, autoaprinderii și arderii, la proiectare sau în cercetare, prezintă interes numai *avansul funcțional*, care diferă de cel static din cauza fenomenului de laminare de la pompă (v. par. 18.3.3), din cauza propagării undelor de presiune (v. par. 18.7.1) și din cauza compresibilității combustibilului (v. par. 18.7.2).

În ultimii ani s-a dezvoltat tehnica de determinare a caracteristicii și vitezei de inecție. Indicatorul de tip Bosch permite determinarea caracteristicii de inecție în funcționare, pe baza relației 18.8, înregistrînd presiunea la injector. Pe stand, viteza de inecție se determină măsurînd presiunea într-o cameră de acumulare cu volum constant sau variabil de combustibil. În primul caz, principiul metodei se bazează pe legea  $\Delta V = \beta_c V_0 \Delta p$ , care rezultă din relația 18.48, cu condiția  $\Sigma V d\tau = 0$ . Inițial, camera este plină cu un volum de combustibil *V<sub>0</sub>*, cunoscut. La temperatură constantă rezultă  $\beta_c = \text{ct}$ . Prin inecția dozei de combustibil (monoinecție) se produce o variație de presiune  $\Delta p$  care se înregistrează pe osciloscop; se calculează apoi creșterea de volum  $\Delta V$ . În figura 18.56 se arată viteza de inecție și caracteristica de inecție obținute cu o cameră de acumulare (1) și cu un indi-

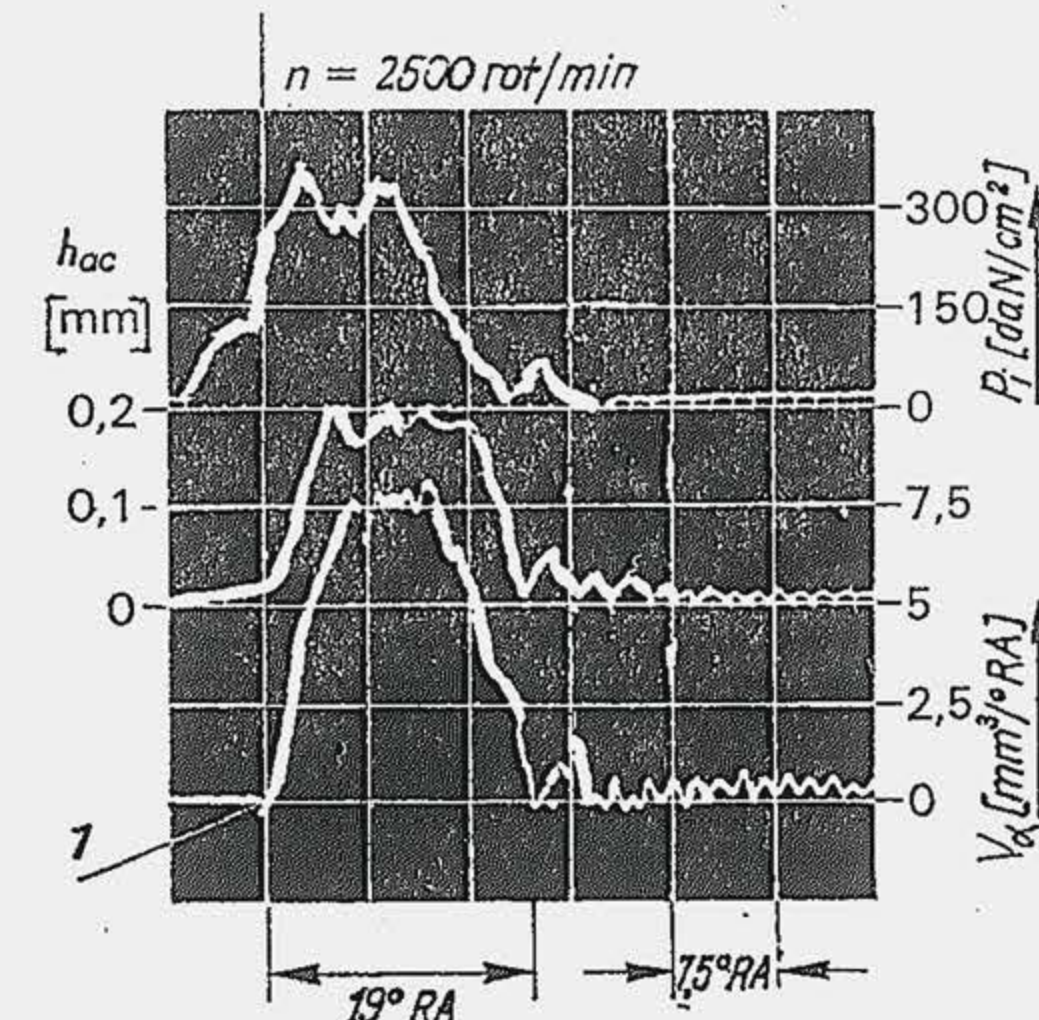


Fig. 18.55. Valorile experimentale ale mărimilor caracteristice de la injector. 1. Începutul inecției.



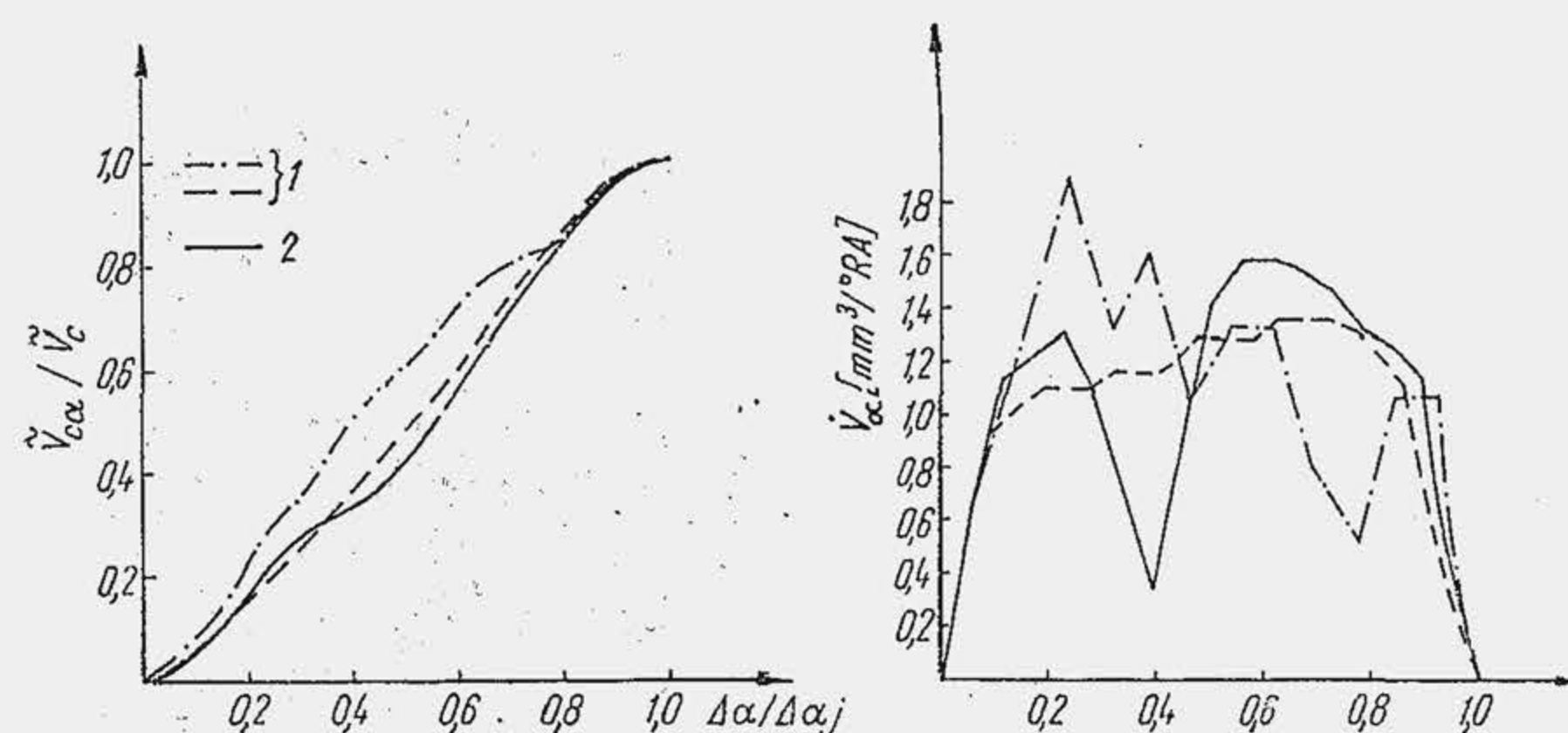


Fig. 18.56. Înregistrarea experimentală a caracteristicilor de injecție.

cator de tip Bosch (2). În al doilea caz se aplică tot relația 18.48, dar  $\Sigma \dot{V} d\tau = \text{ct.}$ , ceea ce presupune determinarea masei de combustibil care părăsește camera de acumulare printr-un orificiu adecvat, dar elimină monoinjecția de combustibil.

## BIBLIOGRAFIE

1. Aramă, C., Dudaș, T., Grünwald, B. și Manole, A. *Instalații pentru alimentarea cu combustibil a motoarelor cu ardere internă*. București, Edit. tehnică, 1966.
2. Briling, N. R., Vihert, M. M. și Guterman, I. I. *Bistrohodnîe dizelii*. Moskva, Mașghiz, 1951.
3. Cirkin, A. P. și Reznik, I. I. *Dizelnaia toplivnaia apparatura*. Moskva, Mașghiz, 1963.
4. Curran J. P. S. *Considerations in injector design of high specific output diesel engines*. Lucas Engineering Review, 4, 1972.
5. Doinaru, L. *Aparatura de injecție pentru motoare diesel*. București, Edit. tehnică, 1973.
6. Heldt, P. M. *Les moteurs Diesel à grande vitesse*, Paris, Dunod, 1955.
7. Lenin, I. M. *Sistemi toplivopodaci avtomobilnîh i tractornîh dvigatelei*. Moskva, Mașghiz, 1963.
8. Manea, A. *Contribuții la studiul caracteristicii de injecție în condițiile apariției golurilor pe traseul pompă-injector*. Teză de doctorat. IP București, 1975.
9. Manea, C. *Contribuții la studiul procesului de injecție*. Teză de disertație. IP București, 1959.
10. Manole, A. *Contribuții la studiul fenomenelor dinamice din instalația de injecție*. Teză de doctorat. IP București, 1973.

11. Petre, I. *Corelarea dintre combustibil și motor în vederea reducerii particulelor nearse din MAC-ul cu injecție directă*. Teză de doctorat. IP București, 1979.
12. Pischinger, A. *Gemischbildung und Verbiennung im Dieselmotor*. Wien, Springer Verlag, 1957.
13. Teodorescu, L. *Contribuții la studiul dinamicii injecției și pulverizării*. Teză de doctorat. IP București, 1967.
14. Turcoiu, T. *Cercetări pentru îmbunătățirea funcționării pompelor de injecție cu piston sertar*. Teză de doctorat. I. P. București, 1979.
15. Zugrăvel, M., Giurgă, V., Homutescu, C. A. *Experimentarea unor noi tipuri de supape de refulare. Dispozitiv pentru determinarea legii de injecție*. IP Iași, 1975.
16. Trusov, V. I. ș. a. *Forsunki avtotraktornîh dizelei*. Moskva, Mașinostroenie, 1977.
17. \*\*\* Jetronic Systems. Diesel Report 50 years of fuel injection by Robert Bosch, 1977.



## SISTEMUL DE UNGERE

Motoarele de autovehicule din zilele noastre au performanțe superioare de durabilitate și economicitate, datorate în mare parte progreselor realizate în domeniul ungerii precum și al tehnologiei de fabricare a uleiului.

Stratul de ulei dintre suprafețele în frecare are ca scop: 1) să micșoreze lucrul mecanic consumat pentru învingerea forței de frecare (prin proiectarea corectă a sistemului de ungere și utilizarea unor uleiuri corespunzătoare se obține o reducere a consumului de combustibil de 6...10%); 2) să reducă uzările de toate felurile ale organelor motorului aflate în mișcare relativă; 3) să reducă temperatura organelor în mișcare (uleiul preia și evacuează aproape integral căldura dezvoltată prin frecare; uleiul preia o parte din fluxul de căldură primit de unele organe în contact cu gazele sau suprafețele fierbinți); 4) să mărească etanșarea cilindrului; 5) să evacueze impuritățile ajunse între suprafețele în frecare.

Principalul tip de frecare întâlnit în motor este frecarea de alunecare, de toate felurile: uscată, lichidă (vâscoasă și limită), semiuscată și semilichidă. Organele motorului lucrează în condiții extrem de variate: fusurile arborelui au o mișcare de rotație, pistonul și segmentul au o mișcare alternativă de translație, bolțul are o mișcare oscilantă de rotație; tacheții și uneori supapele au simultan o mișcare de translație și rotație. Unele organe se ung sub presiune (lagărele), altele, prin ceață de ulei sau stropire (cilindrii); presiunea de contact în lagăre este de ordinul a 30 daN/cm<sup>2</sup>, iar între camă și tacheț este de ordinul a 12 000 daN/cm<sup>2</sup>. Temperatura unor organe ale motorului ajunge la sute de grade, a altora la numai câteva zeci de grade, iar ungerea se face cu același ulei (fig. 19.1).

Procesul de lubrificație se desfășoară normal dacă uleiul: 1) se alege rațional (numărul sorturilor de ulei este limitat de proprietățile fizice ale substanțelor primare, de procedeele tehnologice, de costul fabricației); 2) se distribuie corespunzător la organele în mișcare (*a*—se deplasează la locurile de ungere cu un consum minim de lucru mecanic; *b*—în doze potrivite, pentru a limita consumul; *c*—la temperaturi adecvate).

## 19.1. ALEGEREA ULEIULUI

Uleiurile minerale, cu răspândirea cea mai largă în prezent, se obțin din păcură (reziduu obținut din distilarea primară a țițeiului) prin distilarea la presiuni coborâte. Compușii care se separă sînt: 1) hidrocarburi parafinice, normale și ramificate; 2) hidrocarburi naftenice; 3) hidrocarburi aromatice cu legături duble; 4) hidrocarburi mixte, rezultate prin combinarea compuşilor precedenți; 5) rășini și asfaltene, care au o structură chimică mai puțin cunoscută. Uleiurile sînt un amestec de hidrocarburi, metodele actuale de analiză nefiind în măsură să determine diferențele hidrocarburi individuale. Uleiurile au proprietăți multiple, dar se amintesc aici numai acele

proprietăți care intervin în procesele de lubrificație și formare de depuneri în motor. Uleiurile trebuie să satisfacă următoarele condiții: 1) să posede o viscozitate optimă, o onctuositate bună, o variație redusă a viscozității cu temperatura; 2) să posede o stabilitate chimică ridicată; 3) să acționeze eficient împotriva uzurilor; 4) să posede o temperatură de congelare redusă.

Formarea peliculei de ulei în cupla de frecare depinde de două proprietăți fundamentale ale uleiului: viscozitatea și onctuositatea.

Viscozitatea uleiului, adică proprietatea uleiului de a opune o rezistență la curgere, determină capacitatea de ungere a cuplelor în regim hidrodinamic.

Viscozitatea absolută sau dinamică se determină pe două căi: 1) prin măsurarea forței sau momentului necesar pentru deplasarea relativă a două suprafețe; 2) prin măsurarea timpului de curgere a unui volum determinat prin un tub capilar. Viscozitatea dinamică  $\eta$  se determină pe baza legii lui Newton  $\eta = \tau / \text{grad } v$  adică este forța tangențială (forța pe direcția mișcării) sau forța de frecare  $F_f$ , în N, care se opune la deplasarea relativă a două suprafețe de arie  $A$ , în m<sup>2</sup> ( $\tau = F_f / A$ ), cu viteza relativă  $v$ , în m/s, aflate la distanța  $h$ , în m ( $\text{grad } v = v/h$ ). Rezultă următoarele unități de măsură:

$$\eta = \frac{F_f / A}{v/h} \left[ \frac{\text{N/m}^2}{(\text{m/s})/\text{m}} = \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} = \frac{1}{10} \frac{\text{daNs}}{\text{m}^2} \approx 0,1 \frac{\text{kgfs}}{\text{m}^2} \right] \quad (19.1)$$

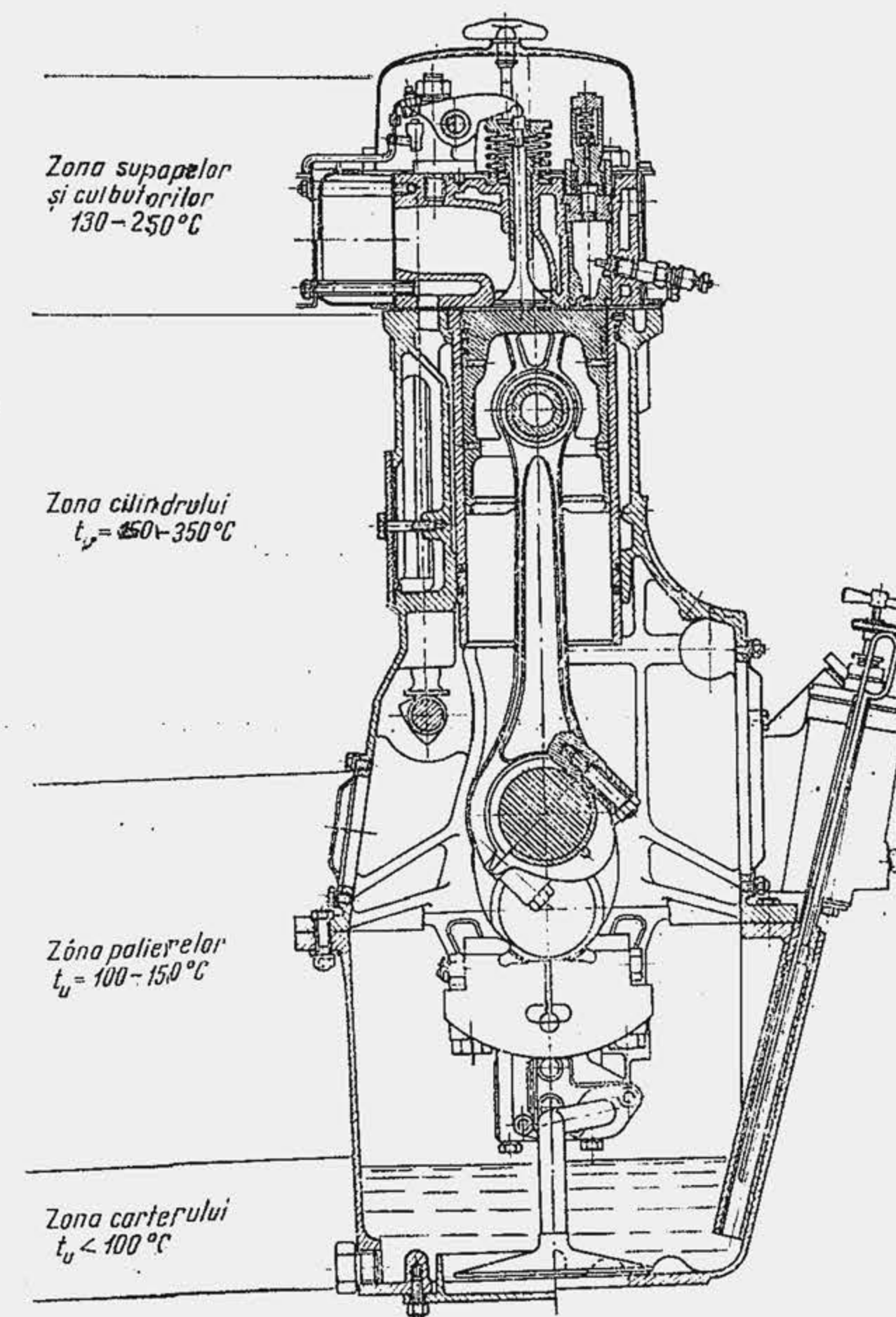


Fig. 19.1. Zone caracteristice de temperatură în motor.



În SI se mai folosește ca unitate, Poise-ul și centiPoise-ul ( $P$ ;  $cP = 0,01 P$ ) și anume:  $1 \text{ Ns/m}^2 = 10 P$  sau  $1 \text{ daNs/m}^2 = 100 P = 10^4 cP$  ( $1 \text{ Ns/m}^2 = 1 \text{ Pa} \cdot s$ , adică Pascal-secundă).

Viscozitatea absolută se determină și pe baza legii lui Poiseuille, care arată că debitul volumetric de fluid  $\dot{V}$  care traversează un tub capilar de rază  $r$  și lungime  $l$  sub acțiunea unei diferențe de presiune  $\Delta p$  în regim laminar este  $\dot{V} = (\pi/8) \Delta p r^4 / l \eta$ . Măsurând timpul  $\tau$  de curgere a unui volum  $V$  la o temperatură determinată se obține

$$\eta = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{\Delta p r^4 \tau}{l V} \left[ \frac{[\text{N/m}^2] \text{m}^4 \cdot s}{\text{m} \cdot \text{m}^3} = \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \right] \quad (19.2)$$

Metoda bazată pe relația (19.1) este folosită frecvent de inginerul mecanic; metoda bazată pe relația (19.2) se folosește frecvent în rafinării. Relația

$$\eta = \rho \nu, \quad (19.3)$$

servește pentru determinarea viscozității cinematice, și anume  $\nu = \eta/\rho$  [ $(\text{Ns/m}^2)/(\text{kg/m}^3)$ ] sau

$$\nu = \eta/\rho \text{ [m}^2/\text{s}]; \quad (19.4)$$

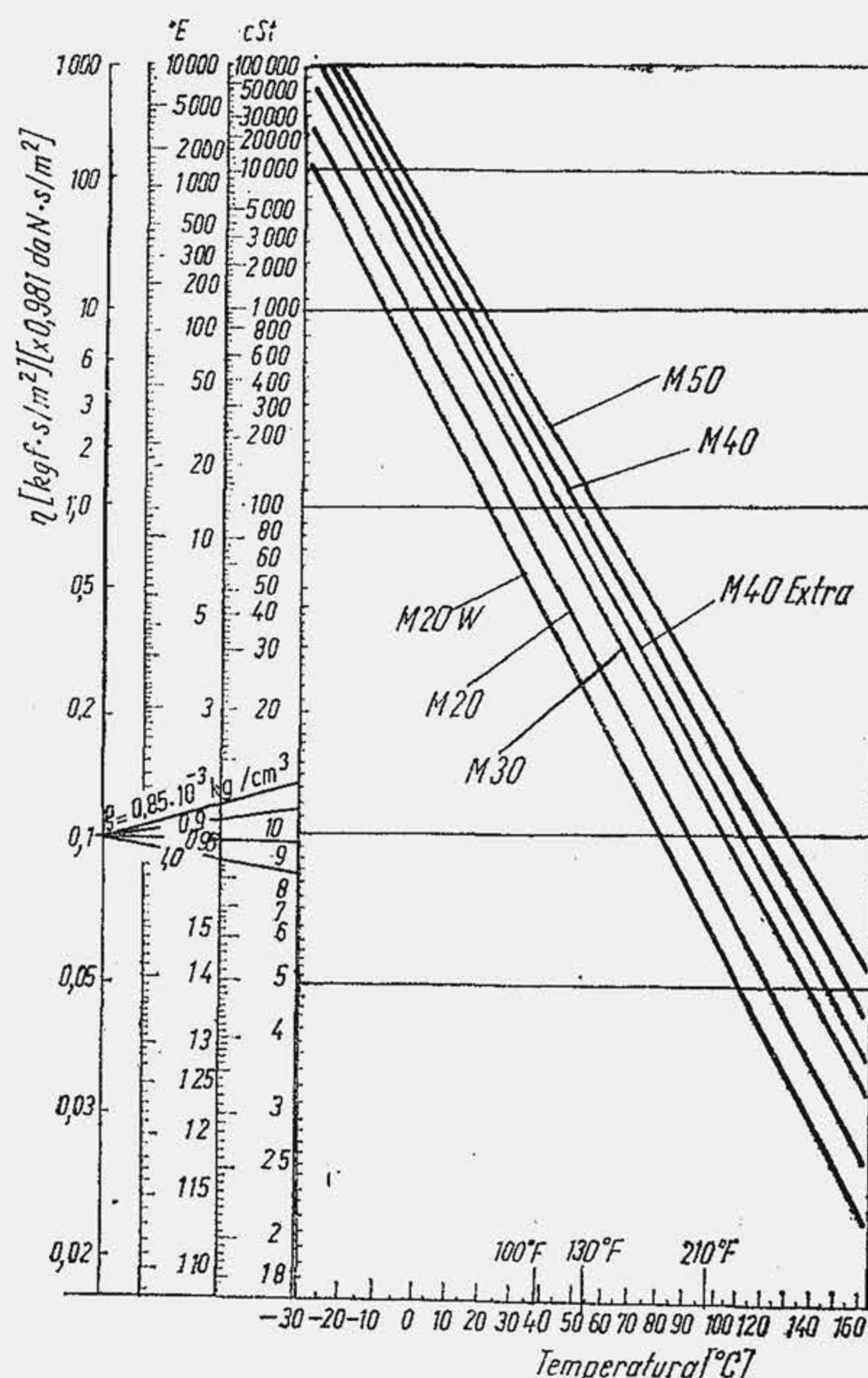


Fig. 19.2. Dependenta de temperatură a viscozității unor uleiuri pentru motoare de autovehicule. ( $\eta = \pi \cdot 10^{-2}$ ,  $\pi$  fiind valoarea înscrisă pe ordonată).

se mai folosește curent Stokes-ul ( $1 \text{ St} = 1 \text{ cm}^2/\text{s}$ ) și centiStokesul ( $1 \text{ cSt} = 0,01 \text{ St}$ ). Viscozitatea se mai determină frecvent prin comparare; ea se numește *viscozitate relativă* sau *convențională* și rezultă prin compararea timpului de curgere a uleiului cu timpul de curgere a apei la  $20^\circ\text{C}$ . Determinarea se face în viscosimetrul Engler și se exprimă în grade Engler ( $^\circ\text{E}$ ). Pentru calculul lagărului este necesar să se transforme viscozitatea Engler în viscozitate dinamică. Relația de legătură (pentru  $\eta < 6^\circ\text{E}$ ) este:

$$\eta = 10^{-4} \rho (7,42^\circ\text{E} - 6,4/^\circ\text{E}) [\text{daNs/m}^2] \quad (19.5)$$

unde  $\rho$  este în  $\text{kg/dm}^3$  (numeric egal cu  $\gamma$ , în  $\text{kgf/dm}^3$ ). Când viscozitatea este  $> 6^\circ\text{E}$  se folosește relația  $\eta = ^\circ\text{E}/1490$  [ $\text{daNs/m}^2$ ].

Viscozitatea uleiului variază cu temperatura (fig. 19.2) și anume scade la creșterea temperaturii după o lege exponențială, ceea ce are implicații deosebite pentru motor în timpul funcționării și la pornirea motorului rece. În funcționare

temperatura uleiului variază în limite largi (v. fig. 19.1); în zonele de temperatură înaltă este necesară o viscozitate ridicată pentru a conserva pelicula de ulei; în zonele de temperatură redusă este necesară o viscozitate mică pentru a conserva proprietatea de curgere a uleiului (deplasarea uleiului prin conducte și filtre). La pornirea motorului rece, mai ales iarna, temperatura uleiului e redusă iar viscozitatea ridicată; sistemul de pornire trebuie să dezvolte un lucru mecanic mare, va fi supradimensionat. Chiar un ulei ideal, cu viscozitatea independentă de temperatură ar satisface numai parțial cerințele motorului, care sînt contradictorii, deoarece, reducerea pierderilor prin frecare și asigurarea unei porniri ușoare pretind un ulei cu viscozitate redusă, iar reducerea consumului de ulei prin mărirea capacității de etanșare a cuplei piston-segment-cilindru pretinde un ulei cu viscozitate ridicată.

Dependența viscozității de temperatură se apreciază pe mai multe căi. În țară s-a adoptat criteriul indicelui de viscozitate IV. Se reprezintă variația  $\lg \nu$  cu temperatura și se obține practic o dreaptă (fig. 19.3), dacă temperatura este suficient de departe de punctul de congelare. Înclinarea drepte reprezintă sensibilitatea viscozității uleiului la variația de temperatură. Cu cît sensibilitatea este mai mică, sau, cu cît panta este mai redusă cu atît uleiul este mai potrivit pentru motor. Indicele de viscozitate reprezintă creșterea medie a viscozității cinematice pentru  $1^\circ$ , cînd temperatura uleiului variază între două limite de referință, indicate în figura 19.3 ( $\Delta t = 98,9 - 37,8 = 61,1^\circ\text{C}$ ). IV-ul se determină cu uleiuri etalon. IV-ul unui ulei se compară cu IV-ul a două etaloane. Drept uleiuri etalon se aleg: 1) uleiuri de natură parafinică, de Pennsylvania, care au o variație mică a viscozității cu temperatura, numite uleiuri din seria H, cărora li se atribuie convențional  $\text{IV} = 100$ ; 2) uleiuri de natură aromatică de Gulf-Coastal (SUA), numite uleiuri din seria L, care au o variație puternică a viscozității cu temperatura, cărora li se atribuie  $\text{IV} = 0$ . Uleiul de încercat se compară cu două uleiuri etalon, unul din seria H altul din seria L astfel ca la  $t = 98,9^\circ\text{C}$ , cele trei uleiuri să aibă aceeași viscozitate cinematică  $\nu_0$ . Viscozitatea  $\nu$  a uleiului de încercat și viscozitățile  $\nu_1$ ,  $\nu_2$  ale uleiurilor etalon se compară la  $t = 37,8^\circ\text{C}$ . Creșterile de viscozitate vor fi:  $(\nu_1 - \nu_0)/\Delta t = 100$ ;  $(\nu_2 - \nu_0)/\Delta t = 0$ ;  $(\nu_2 - \nu)/\Delta t = \text{IV}$ , de unde rezultă pentru uleiul încercat, de viscozitate  $\nu$ , valoarea

$$\text{IV} = 100 (\nu_2 - \nu)/(\nu_2 - \nu_1). \quad (19.6)$$

De dată recentă sînt uleiurile care au  $\text{IV} > 100$ . În acest caz se determină indicele de viscozitate extins (IVE-STAS 55-70).

Onctuozitatea reprezintă proprietatea uleiului de a adera la suprafața metalică (fenomenul de adsorbție). Adsorbția se datorește moleculelor polare (molecule cu sarcini electrice pozitive și negative distribuite spațial) care aparțin unor compuși din uleiuri. Suprafața metalului cu sarcina electrică pozitivă atrage sarcina negativă a moleculei polare; se formează o legătură foarte rezistentă care împiedică parțial contactul metal-metal, cînd nu există ungere hidrodinamică. La staționare, datorită onctuozității, între suprafețele metalice rămîne un strat de ulei care acționează eficient la pornirea motorului. Prin rafinare se elimină din ulei o parte din substanțele polare. Prin adăugare de uleiuri vegetale sau animale (compoundare) se îmbunătățește calitatea de aderență a uleiului.

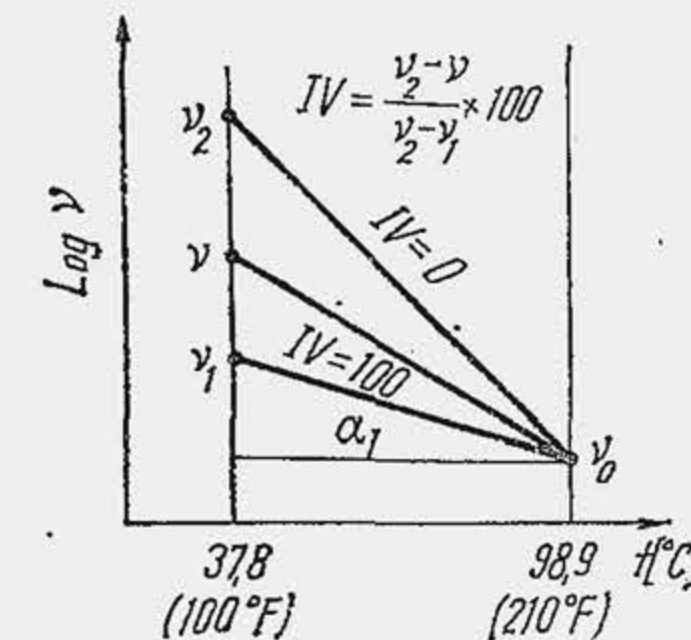


Fig. 19.3. Schiță pentru definirea indicelui de viscozitate.



În funcționare se produce *impurificarea și alterarea uleiului*, care parțial compromite ungerea. Impurificarea reprezintă un proces fizic: particulele metalice, praful atmosferic, funinginea, apa etc. ajung în carter, se dispersează sau se dizolvă în ulei. Alterarea sau îmbătrânirea uleiului reprezintă un proces chimic, de oxidare. Hidrocarburile mai puțin stabile din ulei se oxidează în contact cu oxigenul care ajunge în carter. Prin oxidare se formează alcooli, acizi, aldehide, substanțe cu proprietăți acide care au o acțiune corosivă, precum și compuși grei, rășini, asfaltene, carbene, carboizi, care se transformă în paste lipicioase, gelatinoase și înfundă conductele și filtrele, sporesc viscozitatea. Stabilitatea la oxidare a uleiului reprezintă proprietatea uleiului de a-și conserva calitățile. Uleiul reprezintă principala sursă de depuneri din motor. După locul de formare, depunerile se împart în trei clase: *calamina* — substanță dură care se depune pe capul pistonului, pe bujie, pe supape; *lacul* — substanță dură și lucioasă care se depune mai ales în canalele segmentilor, pe mantaua pistonului; *depozitele* — substanțe lipicioase, unsuroase, gelatinoase (denumite și *mîl*) care se depun pe piesele din carter: fusurile arborelui cotit, filtre, conducte de ulei.

Procesul de îmbătrânire modifică proprietățile uleiului: densitatea, culoarea, viscozitatea și IV-ul, aciditatea etc. Cercetări efectuate cu uleiuri românești arată (tab. 19.1) că uleiurile multi-grad își micșorează sensibil viscozitatea și IV-ul. Proprietățile uleiului după un număr de kilometri parcurși se verifică prin analiza microscopică a impurităților, prin „metoda petei” (urma lăsată de o picătură de ulei, după patru ore, pe o hîrtie de filtru), prin compararea culorii (culoarea se închide cînd se acumulează depozite sau mîl, uleiul pierde calitatea dispersantă). Schimbarea proprietăților uleiului influențează ținuta de serviciu a cuzinetului, care suportă următoarele tipuri de uzare: 1) uzare corosivă, determinată de oxidarea uleiului; 2) uzare erozivă, determinată de ungerea limită sau uscată, de impuritățile din ulei; 3) uzare prin cavitație, determinată de variațiile de presiune care apar la alimentarea cu ulei a lagărului (întreruperea periodică a canalului de alimentare); 4) uzare de oboseală.

Tabela 19.1

Valorile viscozității și I.V. înainte și după funcționare

Ulei	v <sub>inițial</sub> [cSt]		v <sub>final</sub> [cSt]		I.V. inițial	I.V. final
	37,8°C	98,9°C	37,8°C	98,9°C		
M 20 (B)	65,6	7,5	65,6	7,5	82,5	82,5
20 W-40 (A)	111,5	13,7	81,1	9,8	121,8	108,0
20 W-40 (C)	141,1	17,7	105,4	12,6	128,5	117,6
100 X — 20 W 40	123,4	13,9	120,3	13,5	115,5	113,6

Proprietățile uleiurilor noi (produse noi de fabricație) se determină prin încercări de laborator, încercări pe stand, încercări de cale. Încercările pe stand se efectuează inițial pe motoare monocilindrice cu echipamente speciale (Petter, Labeco, Caterpillar, MWM analoage motorului CFR etc.), apoi pe motoare policilindrice. Se urmărește: rezistența la oxidare a uleiurilor, creșterea viscozității, formarea depunerilor, gradul de uzare corosivă a uleiului (uzura unui cuzinet etalon cupru-plumb).

Proprietățile uleiurilor se îmbunătățesc prin *aditivare*. În prezent există un mare număr de aditivi, care se clasifică după efectele principale pe care le produc (tab. 19.2). Aditivii sînt substanțe organice sau organo-metalice solubile în ulei, care se adaugă în proporție de 0,5...15%. Aditivul polifuncțional este un aditiv curent. Orice ulei are cel puțin un antispumant și un antioxidant.

**Clasificarea uleiurilor pentru motoare.** Uleiurile sînt standardizate (STAS 871—68). Uleiurile se împart în trei categorii: uleiuri pentru MAS,

Tabela 19.2

Aditivi pentru uleiuri

Clasa de aditivi	Efectul	Natura aditivului	Efecte secundare
Aditivi antioxidanți (cei mai răspîndiți)	— Măresc stabilitatea la oxidare a uleiului — Reduc uzura cuplei camă-tachet — Reduc uzura anticorosivă a cuzinetului	Fenolii, aminele aromatice, ditiofosfați metalici, oleatul de metil, de plumb, de staniu, tributilfosfitul, trifenilfosfitul	Anticorosiv Antiuzură
Aditivi pentru mărirea IV-ului	Ameliorează indicele de viscozitate	Materiale sintetice de polimerizare (polimerii): poliizobutenele, polimetacrilatii, polialchistireni, vinipolii, voltolii	Antiuzură la pornirea la temperatură scăzută
Aditivi anticongelanți sau depresanți ai punctului de congelare	Coboară punctul de congelare a uleiului pînă la -30...-20°C	Polimetacrilati; produse de condensare ale parafinei cu naftalina, ale fenolului cu parafina (paragelul)	Măresc IV-ul
Aditivi pentru onctozitate și presiuni înalte (aditivi EP-extremă presiune)	— Îmbunătățesc onctozitatea — Măresc rezistența filmului de ulei la presiuni înalte, de 25 000 daN/cm <sup>2</sup>	Acizii grași (oleic, stearic), palmitatul de etil, stearații metalici; uleiuri sulfurate, compuși cu fosforul sau clorul, grafitul, bisulfura de molibden	Uzuri mari, cînd depășesc concentrația critică
Aditivi antirugină	— Protejează suprafața metalului	Ditiofosfați metalici, olefine stearați, aieați metalici	
Aditivi spumanti	Sparg bulele de aer (reduc spumarea) din ulei, care întrerup alimentarea	Uleiuri de silicon, fosfatul de tributil	
Aditivi detergenți dispersanți	— Mențin în suspensie substanțele insolubile din ulei (particule de funingine și de rășini) — Împiedică depunerea lor pe organe sub formă de lacuri sau depozite (mîl)	Săpunuri metalice sau compuși organo-metalici de Zn, Sn, Ni, Ca, Ba, Si: fenații, sulfonații, salicilații, fosfonații, polimeri, succinimide polialchenilice	Neutralizează substanțele acide
Aditivi polifuncționali (doi sau mai mulți aditivi)	— Acțiune sinergetică	Cel mai frecvent, un „pachet” de aditivi antioxidanți, antispumant, detergent, dispersant	



cu indicativul M (se folosesc uneori și la MAC); uleiuri pentru MAC, cu indicativul D; uleiuri pentru motoarele de aviație, cu indicativul AVI. În fiecare categorie se produce un număr limitat de clase de uleiuri care se clasifică după două criterii: 1) după viscozitate; 2) după tipul serviciului.

*Clasificarea după viscozitate* se bazează pe clasificarea SAE și are la bază valoarea viscozității la două temperaturi diferite: o temperatură coborâtă ( $-17,8^{\circ}\text{C}$  sau  $0^{\circ}\text{F}$ ), care caracterizează uleiul la pornirea motorului rece; o temperatură ridicată ( $98,9^{\circ}\text{C}$  sau  $210^{\circ}\text{F}$ ) care caracterizează uleiul în condițiile de funcționare a motorului. În clasificarea SAE se definesc șapte clase de uleiuri (tab. 19.3) de la cele mai fluide, primele trei clase, până la cele mai vâscoase. Cifrele 5, 10... indică clasa de viscozitate, viscozitatea fiind definită în coloanele următoare. Primele trei clase cuprind uleiuri de iarnă și poartă indicativul W (Winter-iarnă). Deși viscozitatea este definită la  $-17,8^{\circ}\text{C}$ , uleiul din primele două clase asigură pornirea la temperaturi mai scăzute, sub  $-30^{\circ}\text{C}$ . Uleiul 5 W este pentru regiuni arctice. Viscozitatea maximă este determinată pentru un gradient de viteză care corespunde aproximativ la acela pe care îl realizează un motor la o turație de pornire de 60 rot/min. Ea a fost stabilită nu numai din condiția de antrenare a motorului la pornire dar și din condiția, ca după pornire, lucrul mecanic indicat dezvoltat de motor să învingă rezistențele proprii, la trecerea în regim de mers în gol. Ultimele patru clase sînt uleiuri de vară, de aceea nu au precizată viscozitatea la  $-17,8^{\circ}\text{C}$ . Viscozitatea acestor uleiuri este condiționată de regimul funcțional, în timp de vară; ea nu trebuie să coboare sub o anumită valoare, deoarece cu un ulei prea fluid se compromite ungerea. Ultima clasă are viscozitatea cea mai mare la  $98,9^{\circ}\text{C}$  și este indicată pentru regiunile tropicale. Limitele de variație ale viscozității și IV-ului, pentru cele șapte clase de uleiuri sînt definite pe diagrama viscozității (fig. 19.4) care are ca ordonată viscozitatea uleiului la  $-17,8^{\circ}\text{C}$  și pe abscisă viscozitatea la  $+98,9^{\circ}\text{C}$ . Uleiurile de iarnă au viscozitatea limitată în sus de paralelele la axa abscisei; uleiurile de vară au viscozitatea limitată de paralelele la axa ordonatei.

*Clasificarea după tipul serviciului.* Motoarele pentru autovehicule sînt proiectate cu o rezervă de putere mai mică sau mai mare și sînt încărcate de consumator, în funcție de destinație. De aceea, ele sînt supuse unor solicitări termice și mecanice diferite. Motoarele cu solicitări mari (serviciu greu) ating regimuri termice înalte, temperatura uleiului este mai ridicată, presiunile în suprafețele portante sînt mai mari. Este rațional să se diferențieze uleiurile după gradul de încărcare sau nivelul de solicitare a motorului (STAS 871-68).

Pentru motoarele cu aprinderile prin scînteie se disting trei categorii de serviciu, precizate prin trei indicatori: ML, MM, MS. Indicatorul ML definește un tip de serviciu ușor; motorul funcționează cu turații și sarcini mijlocii, nu atinge temperaturi mari în funcționare, nu este exploatat la temperaturi foarte mici, nu prezintă înclinare la formarea de depuneri. În acest caz nu apar deziderate speciale pentru ulei. Indicatorul MM definește o categorie de serviciu mediu până la sever; motorul funcționează la sarcini și turații mari cu porniri și opriri repetate, un timp redus. Indicatorul MS definește un tip de serviciu sever, care include două moduri de funcționare severă: 1) cu sarcini mari sau suprasarcini, cu turații foarte mari, la temperaturi ridicate; 2) cu porniri și opriri repetate sau mers în gol îndelungat la temperaturi reduse. În primul caz procesul de oxidare a uleiului se dezvoltă rapid (la temperaturi mai mari ca  $150...180^{\circ}\text{C}$ , acțiunea de oxidare este intensă) ceea ce ușurează formarea de lacuri (cu blocarea segmentilor) și provoacă coroziunea cuzinetelor, uzura camelor și tacheților; în al doilea caz se acumulează depozite (mîl) și apă în carter, se înfundă filtrele. Pentru acest tip de serviciu se formulează cerințe

severe pentru ulei, care trebuie să protejeze motorul împotriva depunerilor și uzărilor. Serviciul sever pretinde schimbarea mai frecventă a uleiului. În SUA se recomandă schimbarea uleiului după 10 000 km în condiții de serviciu mediu (autoturismul parcurge fără oprirea motorului cel puțin 8 km vara și 16 km iarna); în condiții de serviciu sever (sarcini și turații ridicate, intervale mari de mers în gol) se recomandă schimbarea uleiului la 3 200...4 800 km.

Tabela 19.3

Clasificarea SAE a uleiurilor de motoare pentru autovehicule

Clasa de viscozitate SAE	Viscozitatea lubrifiantului monograd							
	la $-17,8^{\circ}\text{C}$ ( $0^{\circ}\text{F}$ )				la $98,9^{\circ}\text{C}$ ( $210^{\circ}\text{F}$ )			
	min		max		min		max	
	$10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [cSt]	$^{\circ}\text{E}$	$10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [cSt]	$^{\circ}\text{E}$	$10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [cSt]	$^{\circ}\text{E}$	$10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [cSt]	$^{\circ}\text{E}$
5 W	—	—	869	115	—	—	—	—
10 W	1 303	172	2 606	344	3,86	1,30	—	—
20 W	2 606	344	10 423	1376	—	—	—	—
20	—	—	—	—	5,73	1,46	9,62	1,80
30	—	—	—	—	9,62	1,80	12,94	2,12
40	—	—	—	—	12,94	2,12	16,77	2,52
50	—	—	—	—	16,77	2,52	22,68	3,19

Pentru motoarele cu aprindere prin comprimare se disting trei categorii de serviciu, precizate de indicatorii DG, DM, DS. Categoria DG caracterizează un serviciu mediu, fără cerințe speciale pentru ulei. Categoria DM precizează condiții severe de utilizare a motorului. Se poate încă acționa asupra uzării și depunerilor prin factori constructivi. Categoria DS definește serviciul

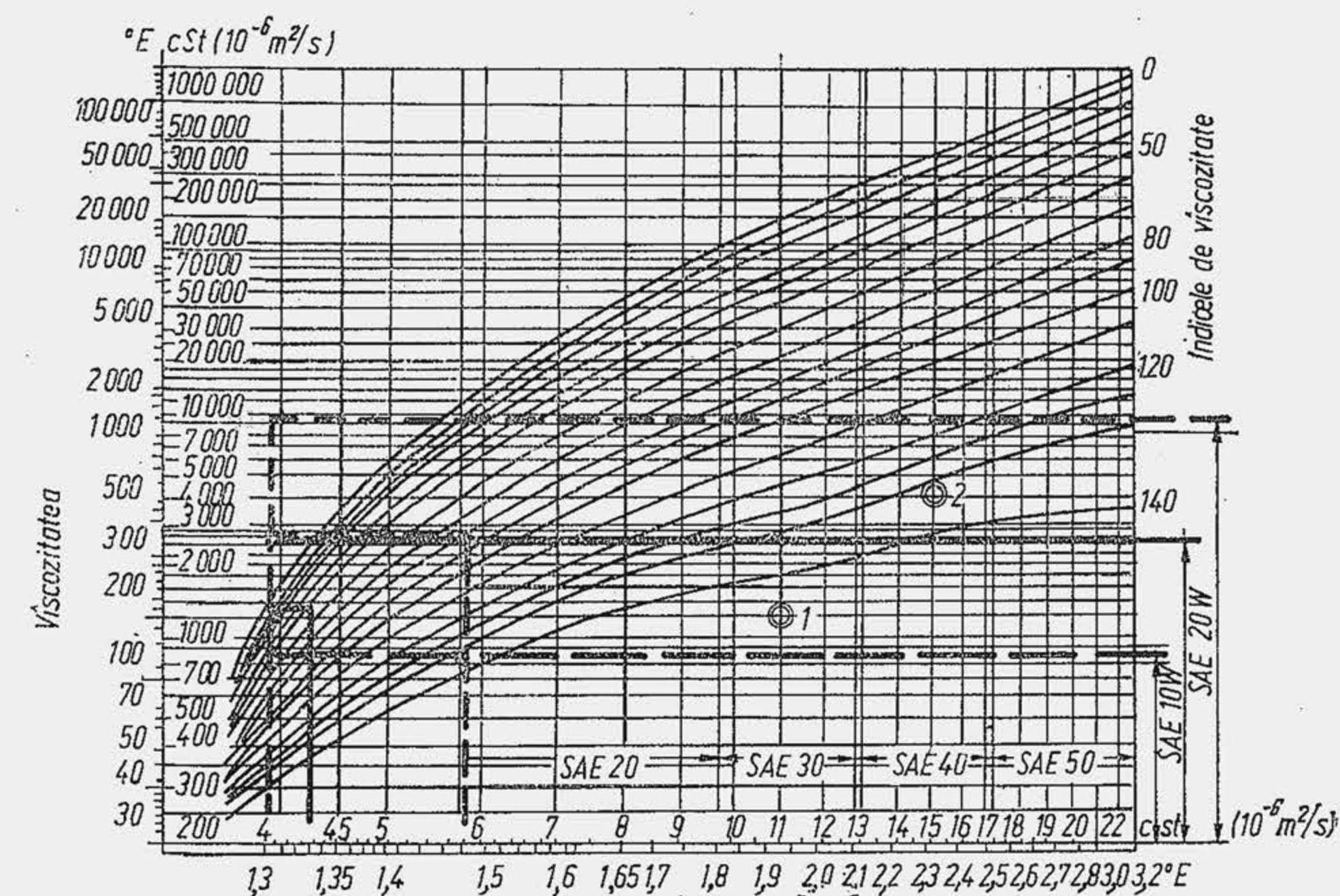


Fig. 19.4. Clasificarea uleiului după viscozitate.  
(Viscozitatea: la  $-17,8^{\circ}\text{C}$  pe ordonată; la  $+98,9^{\circ}\text{C}$  pe abscisă).



foarte sever cu funcționare îndelungată la sarcini mari și temperaturi ridicate, consecință a supraalimentării.

În tabela 19.4 se prezintă câteva proprietăți ale uleiurilor fabricate în România, care se referă la lubrificație. Primul indicativ (M sau D) se referă la tipul de motor; S se referă la supraalimentare; cifrele următoare se referă la clasa de viscozitate; indicativul W-lă iarnă. Pentru MAC nesupraalimentat se produc uleiuri Super 1 care corespund pentru categoria de serviciu DM. Uleiurile Super 1 sînt aditivare cu aditivi: antioxidant, detergent-dispersant, depresant, anticorrosiv, antispumant.

**Uleiul multigrad.** Spre deosebire de uleiul monograd care acoperă o singură clasă de viscozitate, uleiul multigrad acoperă două pînă la cinci clase de viscozitate. Posibilitatea producerii unui astfel de ulei este indicată de diagrama viscozității (v. fig. 19.4), deoarece clasele de viscozitate interferează. Se observă că uleiul 1 corespunde simultan claselor 10 W și 30; uleiul 2 - claselor 20 W și 40. Folosirea aceluiași ulei vara și iarna (ulei universal) prezintă nu numai avantajul reducerii sortimentelor de ulei și simplificării întreținerii; uleiul multigrad micșorează frecarea și uzarea, permite reducerea cifrei octanice la același raport de comprimare. Prin aditivare specială, uleiul multigrad realizează o durată sporită de utilizare între două schimburi 10 000... 16 000 km parcurși, de unde și denumirea de ulei „longlife” (viața lungă). În țară se produc două tipuri de ulei multigrad (tab. 19.4), care conservă în denumire două clase de viscozitate (două cifre). Ele includ aditivi: antioxidant, anticorrosiv, detergent-dispersant, depresant, antispumant, ameliorator de indice de viscozitate.

## 19.2. SISTEME DE UNGERE

Totalitatea dispozitivelor, aparatelor și mașinilor care servesc la ungerea organelor motorului se numește *sistemul de ungere*. Sistemele de ungere diferă între ele după procedeul de ungere a suprafețelor în frecare. Există trei procedee de ungere: ungerea prin ceață de ulei și stropire, ungerea sub presiune și ungerea mixtă. Organele puternic solicitate nu pot fi unse prin ceață de ulei, deoarece procedeul nu asigură debitul de ulei necesar, în schimb ungerea tuturor organelor motorului sub presiune ar complica și ar scumpi sistemul de ungere. De aceea, la motoarele de autovehicule se utilizează procedeul de ungere mixtă: organele puternic solicitate (fusurile paliere și manetoane, fusurile arborelui de distribuție, organele de comandă a supapelor, uneori bolțurile) se ung sub presiune; celelalte organe (cilindrii, pistoanele, segmentii, camele, tacheții etc.) se ung prin ceață de ulei și stropire.

Sistemul de ungere este alcătuit dintr-un circuit principal de ulei și unul sau mai multe circuite secundare. Circuitul principal cuprinde rezervorul de ulei, una sau mai multe pompe de ulei, conductele prin care se deplasează uleiul spre punctele principale de ungere și supapele de siguranță. Uleiul este refulat de pompă într-o conductă principală numită magistrală de ulei și este distribuit apoi prin canale derivate la lagărele de sprijin. În unele cazuri, magistrala de ulei o constituie chiar arborele cotit. Circuitul secundar cuprinde filtrul de ulei în derivație și radiatorul de răcire. Sistemul de ungere cuprinde, de asemenea, aparate de control pentru determinarea presiunii, temperaturii și nivelului uleiului în carter și dispozitive de siguranță pentru a preveni suprapresiunea în carter și în conductele de ulei.

Tabela 19.4

Uleiuri pentru motoare de autovehicule, fabricate în România

Denumirea normei și a uleiului	Densitatea relativă la		Viscozitatea/temperatura				IV	Punct de congelare °C	Observații
	15°C	20°C	cSt/K	min	max	°E/°C			
STAS 751-70 — M 20	0,900	—	29/323 6,5/372	45/323 9,5/372	4/323	6/323	90	—20	— Punct de congelare cu adaos de depresant — Condiții de serviciu ușor
— M 30	0,905	—	61/323 11/372	76/323 12,8/372	8/323	10/323	90	—12	
— M 40	0,905	—	91/323 14,6/372	102/323 16,6/372	12/323	13,5/323	90	—10	
— M 50	0,910	—	141/323 20/372	152/323 21,8/372	18,5/323	20/323	90	—	
STAS 10094-75 — M 20 W Extra — M 30 W Extra	—	—	5,7/323	— 9,6/323	5/323 8/323	6,5/323 10/323	—	—	Aditivi: — ameliorare IV — antispumant — detergent — antioxidant — anticorrosiv — depresant
STAS 9171-75 — M 10 W/30 Extra — M 20 W/40 Extra	—	0,900	9,6/372 2600/255 13/372 10 000/255	12/372 15/372	6/323	9/323	115 115	—25 —25	Ulei multigrad, aditivat — Condiții de serviciu moderat
STAS 9170-72 — D 30 Super 1 — D 40 Super 1	0,905 0,910	—	10,5/373 13/373	— 14,5/373	7,5/323 10/323	9/323 12/323	min 90 min 90	—20 —20	Cu indicația Super și Premium este aditivat
NID 3536-67 — DS 30 — DS 40	0,910 0,910	—	— —	— —	7,5/323 min 1,97/373	9/323 min 1,97/373	min 90 min 90	—20 —20	
NID 2966-63 UT 4	0,924	—	—	—	8,5/323	9,5/323	min 46	—20	Ulei pentru motor de tractor



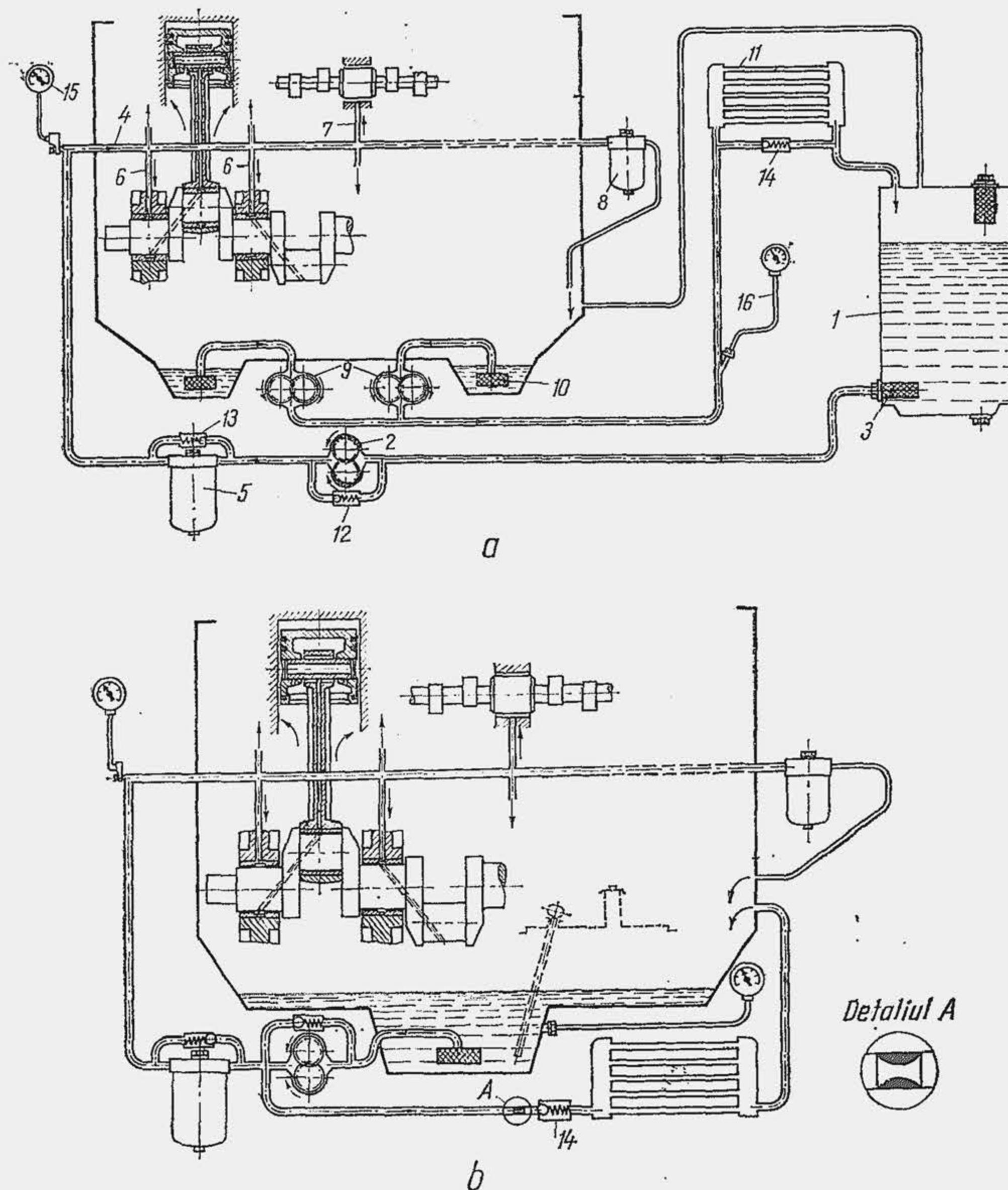


Fig. 19.5. Schemele sistemului de ungere cu carter uscat (a) și umed (b).

Sistemele de ungere se clasifică, de asemenea, în raport cu rezervorul de ulei. La majoritatea motoarelor pentru autovehicule și tractoare rezervorul de ulei este chiar carterul inferior al motorului, în care se găsește 90...95% din cantitatea totală de ulei; în acest caz sistemul de ungere se numește cu *carter umed*. La unele motoare uleiul se găsește într-un rezervor special; uleiul care se scurge în carter se îndepărtează prin intermediul unor pompe. Acest sistem de ungere se numește cu *carter uscat*.

În figura 19.5, a se arată sistemul de ungere cu carter uscat. Uleiul se află în rezervorul 1; pompa de ulei 2 aspiră uleiul prin filtrul de sîrmă 3 și-l deplasează în magistrala 4 după ce trece prin filtrul 5. Prin canalele 6 uleiul trece din magistrală în lagărele arborelui cotit, iar prin orificiile practicate în brațele arborelui cotit ajunge pe suprafața fusului maneton. Prin canalele 7

uleiul trece din magistrală în lagărele arborelui de distribuție. Uleiul se întoarce în carter prin filtrul fin 8 sau prin jocurile laterale dintre fusuri și cuzineți. Pompele 9 aspiră uleiul din carter prin filtrele de sîrmă 10, îl deplasează în radiatorul de ulei 11 și îl întoarce în rezervorul de ulei. Sistemul de ungere este prevăzut cu supapele de siguranță 12, 13, 14 și cu manometrele de control 15 și 16. În figura 19.5, b se arată sistemul de ungere cu carter umed. În acest caz supapa de siguranță 14 este pusă în serie cu radiatorul; înaintea supapei 14 se prevede însă un orificiu de laminare. Când uleiul este rece, deci vîscos și nu este necesar să treacă prin radiator, întîmpină o rezistență mare prin orificiul calibrat, iar presiunea din spatele orificiului este insuficientă pentru deschiderea supapei de siguranță. Când uleiul este încălzit se deschide supapa de siguranță și acesta trece prin radiator.

Sistemul de ungere cu carter uscat elimină pericolul întreruperii alimentării cu ulei a pompei, la deplasarea automobilului pe drumuri cu declivități mari; de asemenea, sistemul permite reducerea înălțimii motorului și a consumului de ulei întrucît se micșorează excesul de ulei de pe oglinda cilindrului; în fine, sistemul permite o reducere a intensității de oxidare a uleiului deoarece acesta vine în mai mică măsură în contact cu gazele fierbinți scăpate în carter. Totuși, sistemul este mai complicat (necesită mai multe pompe de ulei) și ocupă un spațiu mai mare (din cauza rezervorului de ulei și a radiatorului, care este în acest caz indispensabil). La motoarele cu carter umed răcirea uleiului se produce parțial sau integral pe suprafața inferioară a carterului care este nervurată și suflată de curentul de aer.

În figura 19.6, a se arată sistemul de ungere de la motorul turismului Dacia 1300. Sistemul cuprinde pompa de ulei cu sorbul și filtrul de ulei. El se remarcă prin simplitate, calitate acceptabilă la un motor mic, de turism. Prin opoziție, sistemul de ungere de la motorul MAN — 2156 (fig. 19.6, b) se caracterizează prin un grad înalt de complexitate. El este alcătuit din pompa de ulei, două filtre, unul de tipul cu hîrtie, celălalt de tipul centrifugal, un radiator de ulei cu țevi, supapele de siguranță, un dispozitiv automat de completare a uleiului în carter, conductele de ulei. Uleiul refulat de pompă ajunge în magistrală de unde este distribuit: la palierile arborelui cotit, pe partea interioară a capului pistonului pentru răcire. Capul pistonului e răcit, numai cînd presiunea în magistrală depășește  $1,5 \text{ daN/cm}^2$ . Arborele de distribuție se sprijină pe trei palieri care nu sînt alimentate din magistrală ci prin conducte, de la palierile arborelui cotit. De la palierile extreme le arborelui de distribuție uleiul sub presiune ajunge în partea interioară a axului pe care oscilează culbutorii, de unde se distribuie la suprafața de oscilație a culbutorului, la suprafața de contact culbutor-supapă, iar prin cădere, la tachet.

La motoarele în doi timpi cu baleiaj prin carter nu se admite ulei în partea inferioară a carterului, din cauza suprapresiunii pentru baleiaj și a comunicației directe dintre carter și interiorul cilindrului. De aceea, ungerea acestor motoare se realizează pe alte baze. Uleiul de ungere este deplasat pe suprafețele în frecare prin intermediul combustibilului. Principiul se realizează prin două procedee: 1) amestecarea uleiului cu combustibil; 2) injecția de ulei în curentul de amestec aer-benzină, din carburator. În primul caz combustibilul este amestecat cu ulei în rezervorul de benzină, în proporții determinate. Procedeu este simplu și ieftin, de aceea a găsit o mare răspîndire; este însă incomod deoarece implică operații suplimentare pentru amestecare. În al doilea caz o pompă de ulei injectează un jet de ulei în carburator. Procedeu este mai complicat, dar conduce la o reducere sensibilă a consumului de ulei.



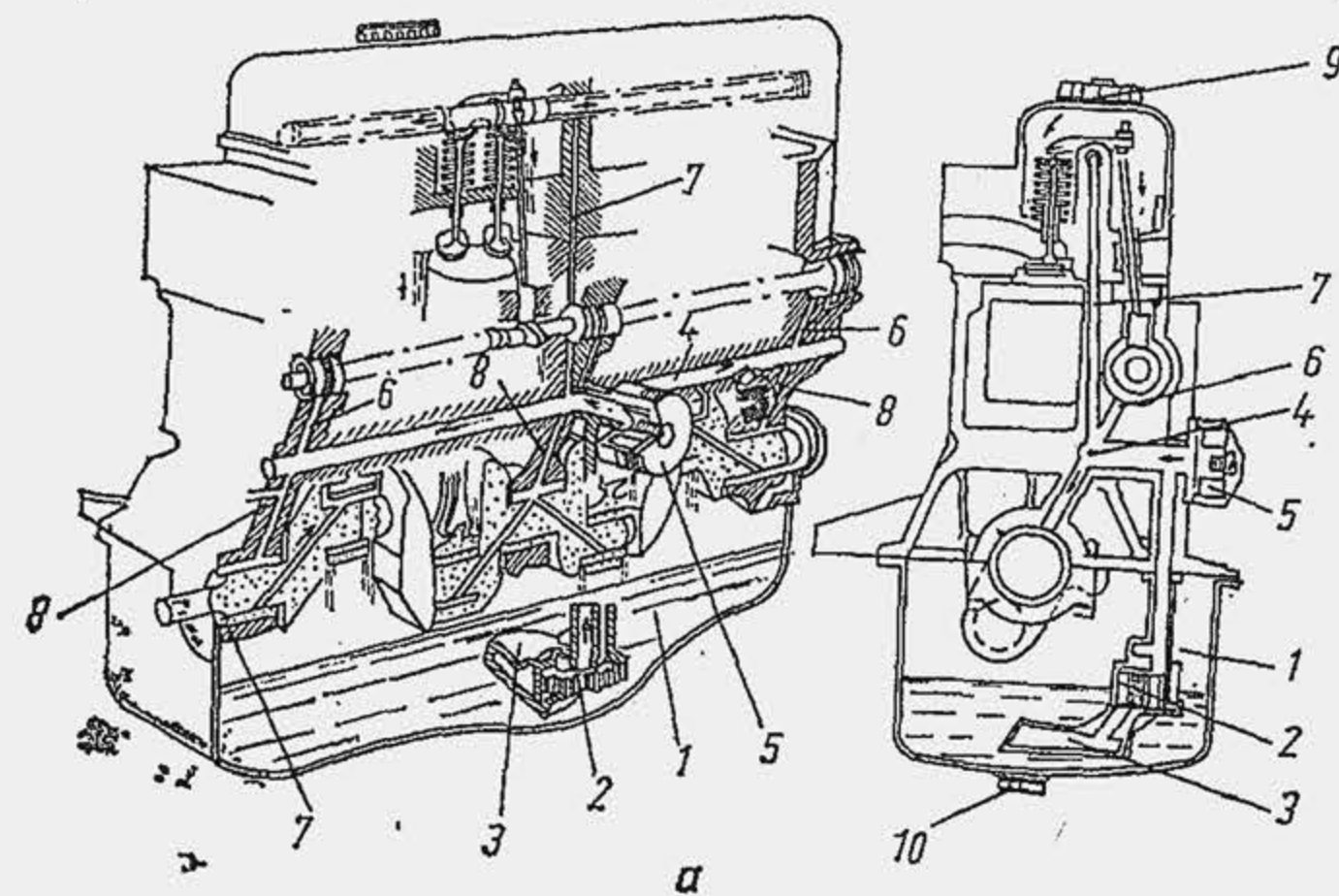


Fig. 19.6. Schema circuitului de ungere la motorul turismului Dacia 1300 (a) și la motorul MAN-2156 (b):

1 — carterul inferior (baia de ulei); 2 — pompa de ulei; 3 — sorbul pompei de ulei; 4 — magistrala de ulei; 5 — filtrul de ulei; 6 — conducte de ulei pentru palierul arborelui de distribuție; 7 — conducte de ulei pentru axul culbutorului; 8 — conducte de ulei pentru palierul arborelui cotit; 9 — bușon de umplere; 10 — dop pentru golire; 11 — centrifugă de ulei; 12 — răcitor de ulei; 13 — dispozitiv de completare a uleiului în carter.

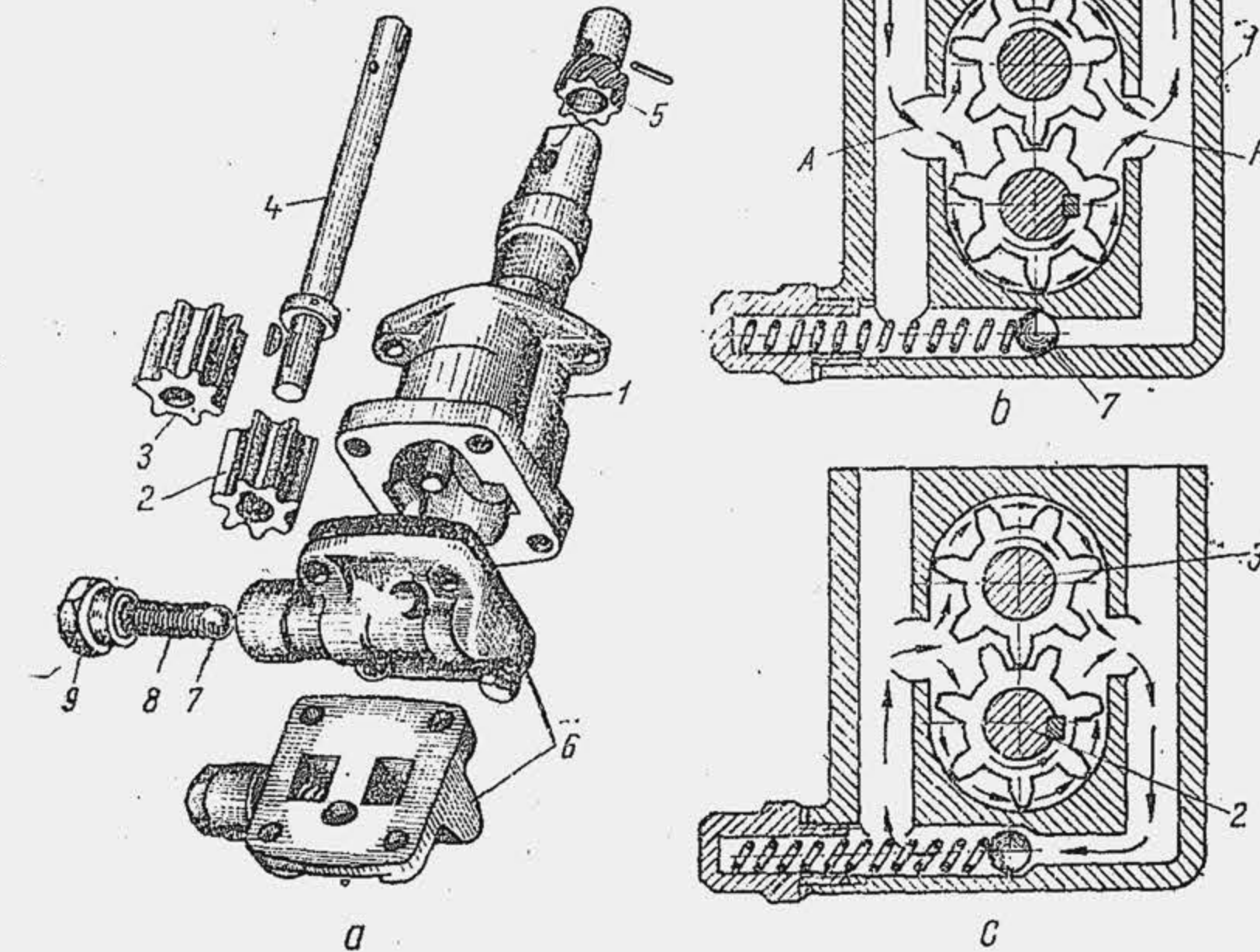
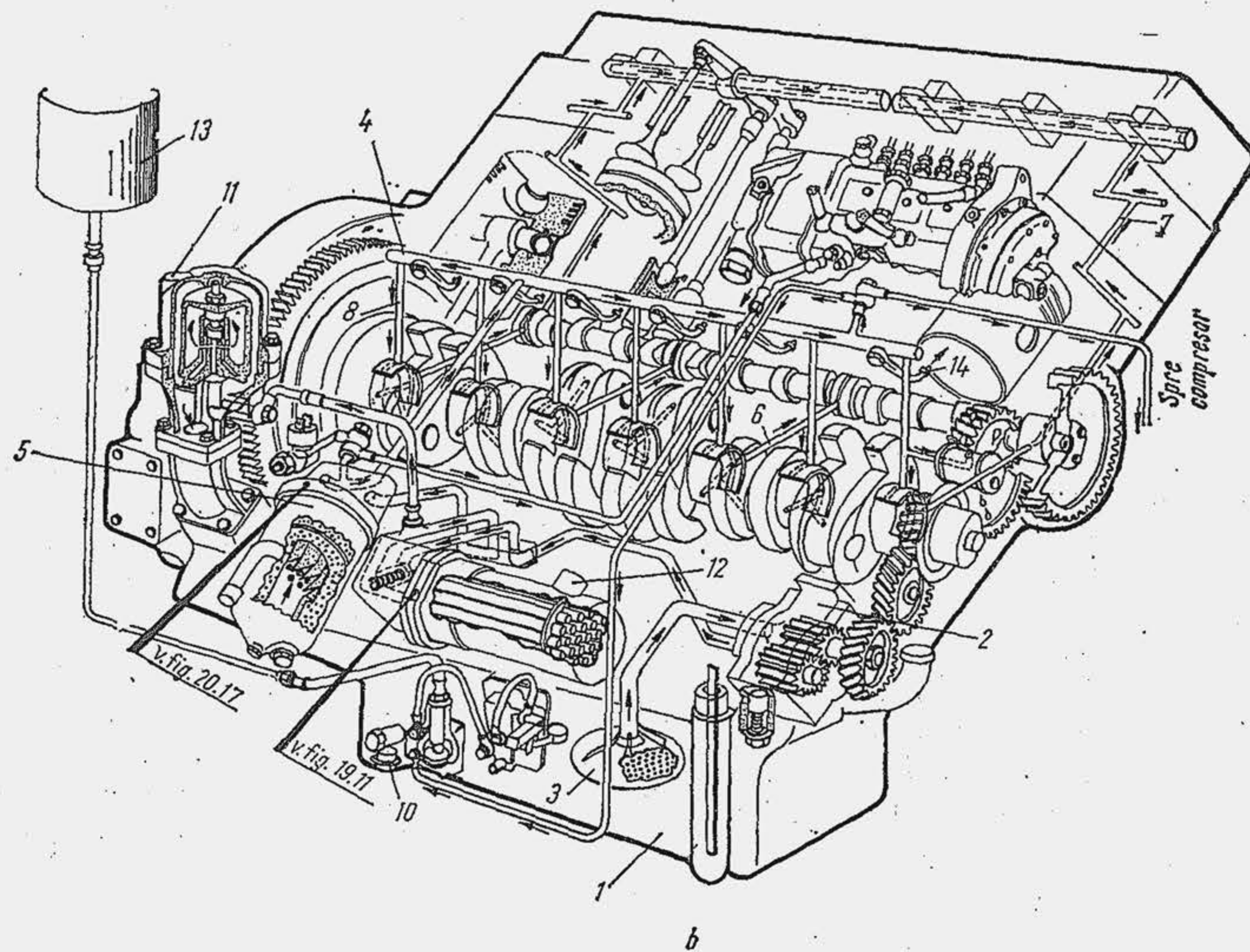


Fig. 19.7. Pompa de ulei cu roți dințate și angrenare exterioară.

singur element (o singură pereche de roți dințate) sau cu mai multe elemente; ele pot fi de tipul cu unul, două sau trei etaje. În figura 19.7 se arată părțile componente și schema de principiu a unei pompe cu un singur element de pompare. În carcasa 1 se găsesc roțile dințate 2 și 3. Una dintre roți este conducătoare și se fixează pe ax prin pană. Axul 4 al pompei primește mișcarea de la arborele de distribuție printr-un angrenaj (roata dințată 5); se întrebuințează mai rar antrenarea prin lanț. Roata dințată condusă se montează liber pe axul ei și este antrenată în mișcare de roata conducătoare. Uleiul este deplasat din spațiul de aspirație A în spațiul de refulare R, de către roțile dințate, pe la periferia carcasei. Din motive tehnologice, roțile dințate se montează cu joc radial și axial (frontal). La angrenarea roților uleiul aflat între dinți este comprimat; din această cauză apar solicitări de torsiune a axelor, uleiul scapă printre jocuri în amonte pompei și ia naștere un curent pulsator de sens invers curentului normal. Pentru a amortiza pulsațiile și a descărca axele, pe capacul frontal al pompei se prevede un canal prin care uleiul curge în spațiul de refulare.

Pompele cu roți dințate se construiesc în două variante: cu angrenare exterioară (fig. 19.7) și cu angrenare interioară (fig. 19.8). În al doilea caz, pompa este alcătuită din pinionul 1 cu patru dinți (pătratul) fixat pe axul de antrenare 2, din roata 3 cu cinci dinți interiori (pentagonul) și din corpul 4. Pinionul 2 angrenează cu roata 3 care deschide și închide alternativ, orificiul 5 de alimentare și orificiul 6 de refulare a uleiului.

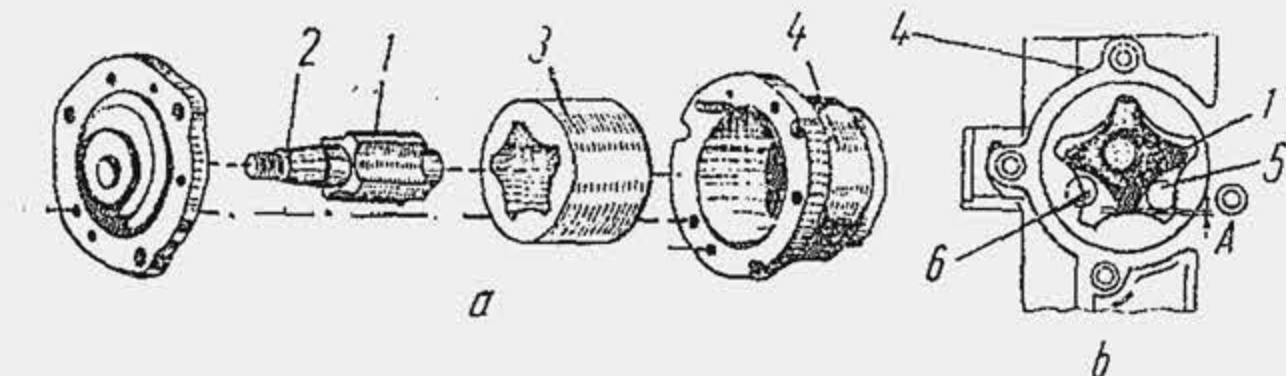


Fig. 19.8. Pompa de ulei cu roți dințate și angrenare interioară.

### 19.3. ELEMENTELE COMPONENTE ALE SISTEMULUI DE UNGERE \*

**Pompa de ulei.** Pentru deplasarea forțată a uleiului în circuitul de ungere se utilizează pompe cu roți dințate, deoarece au o construcție simplă și prezintă siguranță sporită în funcționare. Ele au dimensiuni reduse față de spațiul disponibil din carter. Pompele cu roți dințate se construiesc cu un

\* Pentru filtrele de ulei, v. cap. 20.



presiune și încărcarea lor, de aceea presiunea și debitul pompei de ulei au sporit. La temperatura de 70...80°C presiunea în magistrala de ulei variază între 2 și 5 daN/cm<sup>2</sup>; la pornire, când uleiul este rece, deși debitul pompei este aproape nul, presiunea în magistrală poate atinge chiar 12—15 daN/cm<sup>2</sup>, din cauza viscozității ridicate. Refularea uleiului sub presiune are ca singur scop deplasarea lui pînă la punctele de ungere cele mai îndepărtate, adică învingerea rezistențelor hidrodinamice; presiunea de refulare nu servește la crearea filmului de ulei; după cum se știe, presiunea de refulare este neglijabilă în raport cu presiunea din pana de ulei. Debitul de ulei refulat de pompă a crescut în ultimii 30 de ani pentru motoare de aceeași putere de 5...8 ori. Debitul mare de ulei sînt reclamate de forțarea motoarelor, care impune evacuarea unei cantități mai mari de căldură din lagărele arborelui cotit și din organele răcite cu ulei (îndeosebi pistonul).

Debitul teoretic al unei pompei de ulei cu angrenare exterioară, cu roți dințate de dimensiuni egale, se calculează considerînd că spațiul dintre dinți care se umple cu ulei este egal cu volumul dinților. Întrucît volumul dinților și al golurilor este egal cu  $\pi D_p h l$ , unde  $D_p$  este diametrul primitiv,  $h$  — înălțimea dinților, iar  $l$  — lățimea lor, volumul golurilor va fi  $\pi D_p h l / 2$ , iar pentru două roți dințate  $\pi D_p h l$ . Notînd cu  $n_{pu}$  (rot/min) turația pompei de ulei și ținînd seama că dimensiunile pompei se exprimă în mm, debitul teoretic al pompei de ulei va fi:

$$\dot{V}_{pu}^* = 10^{-6} \pi D_p h l n_{pu} \text{ [l/min]}. \quad (19.7)$$

Din cauza jocurilor radiale și frontale, uleiul din avalul pompei scapă în amonte ei (în sensul reducerii de presiune). Notînd cu  $\dot{V}_{pu}$  debitul real al pompei și cu  $\eta_{pu}$  randamentul volumetric al pompei, adică  $\eta_{pu} = \dot{V}_{pu} / \dot{V}_{pu}^*$ , rezultă:

$$\dot{V}_{pu} = 10^{-6} \pi D_p h l n_{pu} \eta_{pu} \text{ [l/min]}. \quad (19.8)$$

Relația (19.7) arată că debitul teoretic al pompei de ulei crește liniar cu turația. Debitul real nu crește proporțional cu turația (fig. 19.9, a) deoarece randamentul volumetric scade cu turația. În adevăr, la sporirea debitului de ulei rezistențele din avalul pompei cresc, ceea ce sporește căderea de presiune între avalul și amonte pompei și amplifică pierderile prin jocuri (b). Influența jocurilor axiale  $\Delta_a$  și radiale  $\Delta_r$  ale roților dințate asupra randamentului volumetric se arată în (c). Se observă că în regim nominal ( $t_u \approx 80^\circ\text{C}$ ),  $\eta_{pu}$  scade sensibil cu mărirea jocurilor, ceea ce impune limitarea acestora la valoarea minimă decisă de tehnologia de fabricație. La funcționarea motorului rece,  $\eta_{pu}$  este aproape independent de jocuri, dar are valori foarte reduse deoarece uleiul viscos umple parțial golurile dintre dinți. Influența temperaturii uleiului  $t_{ua}$  din amonte pompei (carter) asupra randamentului volumetric se arată în (d). Inițial,  $\eta_{pu}$  crește (pînă la  $t_{ua} \approx 60^\circ\text{C}$ ) deoarece uleiul devine mai fluid și umple mai complet spațiul liber dintre dinți, apoi începe să scadă, deoarece cresc pierderile prin jocuri, uleiul fiind prea fluid. Relația (19.7) arată că este posibil să se reducă gabari-tul pompei, mărind înălțimea dinților și reducînd numărul lor (fig. 19.10).

În exploatare caracteristicile pompei se modifică sensibil. Astfel, creșterea gradului de uzare a roților și pierderea etanșității sau rigidității capacelor măresc jocurile radiale și frontale,

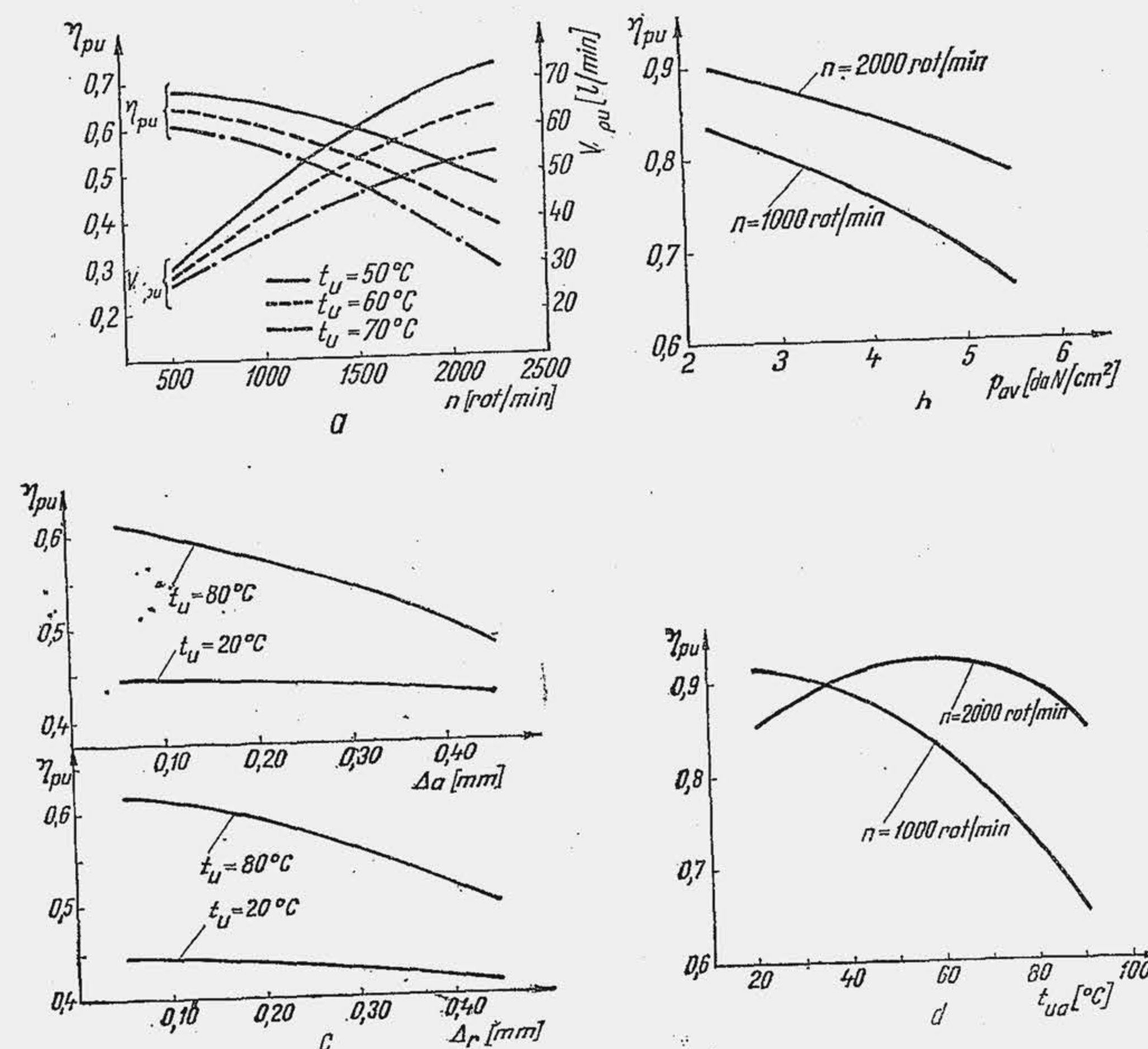


Fig. 19.9. Caracteristicile pompei de ulei.

ceea ce implică o reducere sensibilă a debitului de ulei. Creșterea gradului de uzare a lagărelor cu sporirea jocurilor dintre fusuri și cuzineți implică, pe de altă parte, pierderea unei cantități însemnate de ulei. De aceea, pompa de ulei se proiectează pentru un debit de cîteva ori mai mare decît cel necesar, pentru a asigura funcționarea normală a motorului chiar după 150 000... 200 000 km parcurși.

**Supapa de siguranță.** Dacă pompa de ulei se dimensionează pentru turația maximă, la reducerea turației debitul de ulei al pompei scade mai repede decît debitul de ulei reclamat de ungerea hidrodinamică a lagărului, ceea ce compromise funcționarea normală a motorului. Apare un motiv în plus pentru ca pompa de ulei să furnizeze la turații mari o cantitate importantă de ulei în exces, ceea ce determină o creștere substanțială a presiunii care provoacă distrugerea conductelor de ulei.

Pentru a proteja sistemul de ungere, se prevede în circuit o supapă care deviază excesul de ulei din circuitul principal și menține presiunea uleiului în magistrală la nivelul corespunzător.

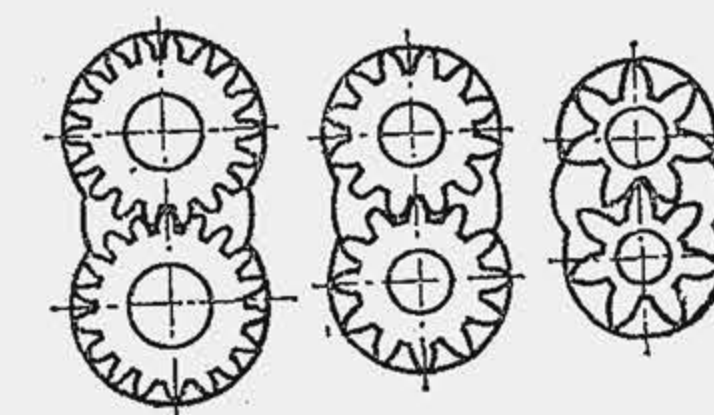


Fig. 19.10. Dependința gabariturii pompei de ulei de numărul de dinți.



Supapele de siguranță se încorporează cel mai des în corpul pompei, filtrului sau radiatorului. În locașul din capacul 6 (fig. 19.7) se introduce bila sau supapa 7, arcul 8 și șurubul 9 care reglează tensiunea arcului. Supapele de siguranță deviază curentul de ulei în două feluri: unele îndreaptă excesul de ulei spre carter, altele îl reintroduc în circuitul pompei. La motorul MAN 2156 supapa este de tipul cu piston care se ridică de pe scaun la o presiune de 9,8... 11,3 daN/cm<sup>2</sup>; la motorul turismului Dacia 1300 supapa se deschide la 4 daN/cm<sup>2</sup>.

**Radiatorul de ulei** se utilizează întodeauna în sistemul de ungere cu carter uscat, apoi la motoarele răcite cu aer, și în fine la motoarele mari pentru autovehicule, când fluxul de căldură nu se poate evacua integral prin suprafața inferioară a carterului. Radiatorul este alcătuit dintr-o manta 1 (fig. 19.11) în interiorul căreia se introduc țevile 6, fixate la capete prin lipire pe două plăci 2. Extremitățile mantalei se închid etanș prin capacele 3. La o temperatură joasă a mediului ambiant răcirea uleiului în radiator este inutilă; de aceea radiatorul se scoate din circuit automat cu o supapă de siguranță (b), sau manual cu un robinet.

Radiatoarele de ulei sînt de două tipuri: radiatoare cu apă și radiatoare cu aer. În primul caz, uleiul trece peste suprafața exterioară a țevilor, în al doilea caz prin interiorul țevilor. Radiatoarele răcite cu apă asigură o temperatură mai stabilă a uleiului, independent de sarcina și turația motorului, precum și de temperatura aerului din mediul ambiant. Radiatoarele cu aer sînt mai simple și mai sigure, însă nu asigură încălzirea uleiului la pornire. Radiatoarele de ulei spre deosebire de cele de apă, destinate răcirii motorului au o construcție mai rigidă, deoarece lucrează sub presiune.

**Ventilația carterului.** Din cauza etanșării imperfecte a cilindrului, în carterul motorului ajung gaze de ardere și vapori de combustibil. Gazele de ardere, prin oxigenul pe care-l conțin și prin efect de temperatură, oxidează uleiul din carter. Vaporii de apă din gazele de ardere se condensează și formează cu uleiul emulsii, care intensifică acțiunea de formare a depozitelor în carter; bioxidul de sulf din gazele de ardere se combină cu apa și formează acid sulfuric, care are o acțiune corosivă. Vaporii de combustibil se condensează în carter, diluează uleiul și-i reduc calitățile de ungere. Debitul de gaze scăpate în carter  $\dot{V}_s$ , depinde de uzura segmentelor și de turație (fig. 19.12).

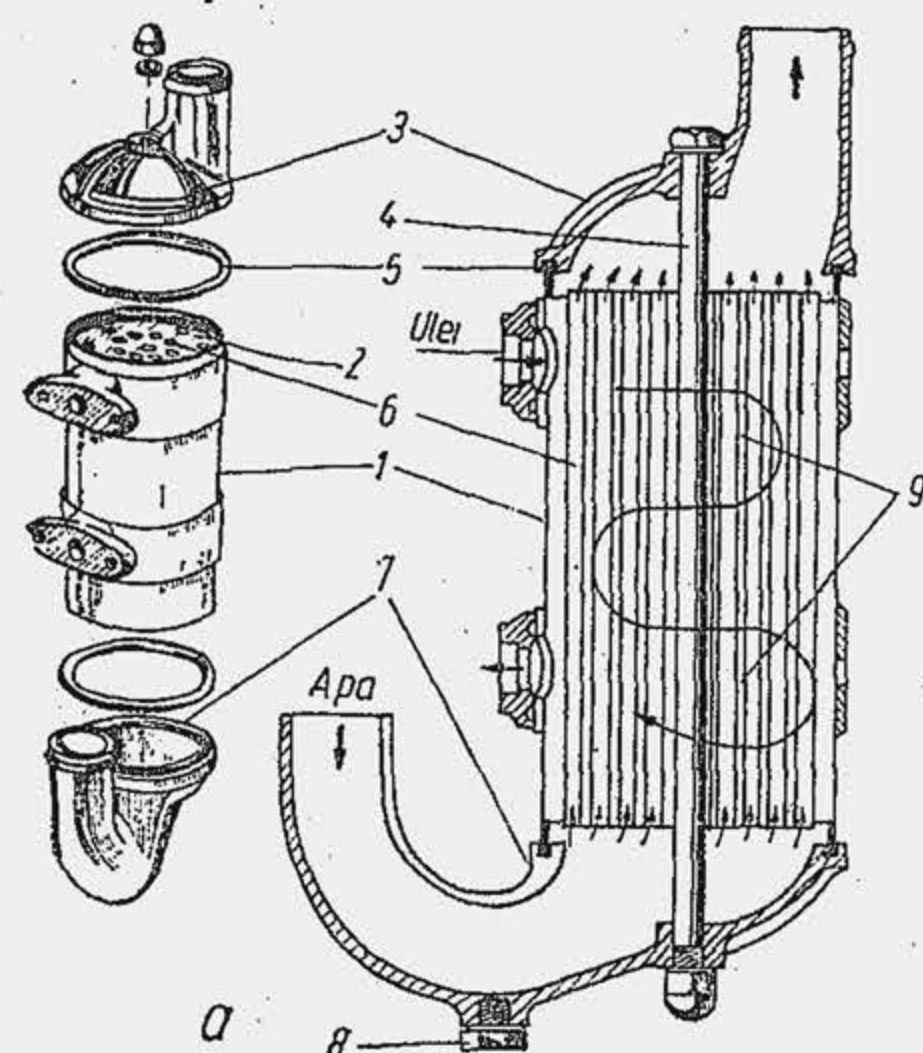
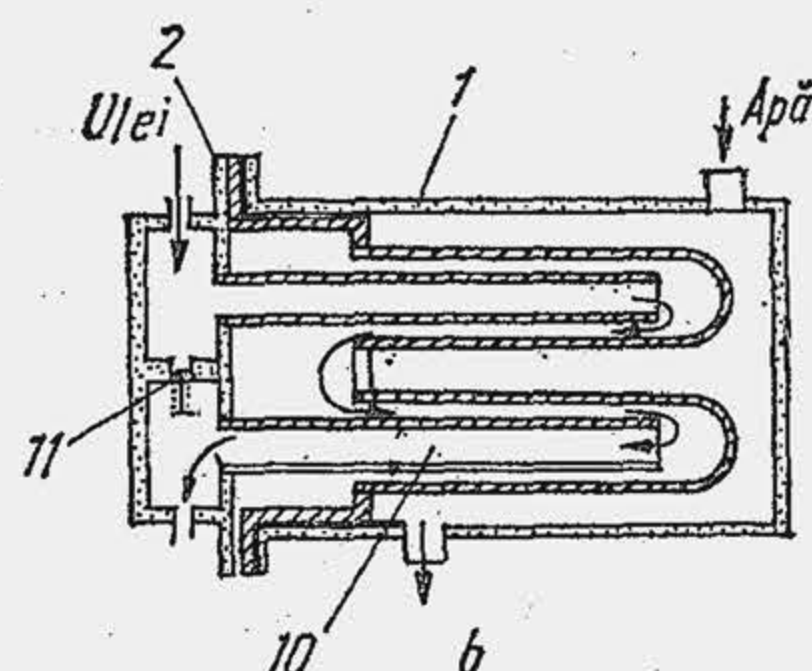


Fig. 19.11. Răcitorul de ulei al motoarelor D 797 (a) și D 2156 (b):

1 — manta; 2 — placă de prindere a țevilor; 3 — capacul superior; 4 — șurub de asamblare; 5 — garnitură de etanșare; 6 — țevă de apă; 7 — capacul inferior; 8 — dop de evacuare a impurităților; 9 — pereți despărțitori; 10 — țevă de ulei; 11 — supapă de scurtcircuitare.



Pentru a frîna procesul de îmbătrînire a uleiului, vaporii de combustibil și gazele de ardere scăpate în carter se evacuează. Operația poartă numele de ventilația carterului și se realizează prin două procedee: gazele se elimină direct în atmosferă, sau se aspiră în colectorul de admisiune. Primul procedeu se utilizează la motorul SR-211 (fig. 19.13). În acest scop se montează o conductă 1 cu un capăt prevăzut cu filtrul 2 în partea superioară a carterului, iar cu celălalt îndreptat în partea opusă sensului de deplasare a autovehiculului ( $v_{aut}$ ). În timpul deplasării la capătul exterior al conductei se formează o depresiune care obligă gazele din carter să iasă în exterior. Printr-o conductă, așezată la partea superioară a blocului și prevăzută cu filtru, pătrunde aer proaspăt pentru ventilație. Al doilea procedeu mai eficient pentru limitarea poluării atmosferei cu gazele de carter constă în stabilirea unei legături directe prin conductă 3 între carter și carburatorul 4 sau conductă de admisiune 5; astfel, gazele de ardere sînt aspirate în cilindru. Aerul suplimentar care trece din filtrul 6 prin conductă 7 previne apariția vacuumului în carter.

Ventilația carterului previne totodată creșterea de presiune în carter, din cauza gazelor scăpate, creștere care ar provoca pierderi de ulei prin garniturile de etanșare a carterului.

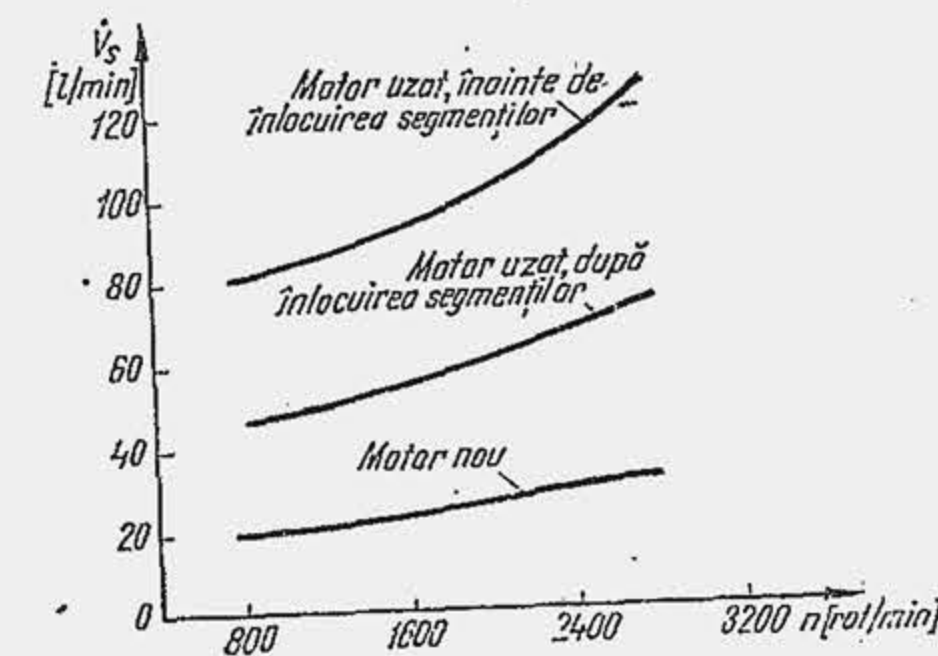


Fig. 19.12. Influența turației și uzurii motorului asupra debitului de gaze scăpate în carter.

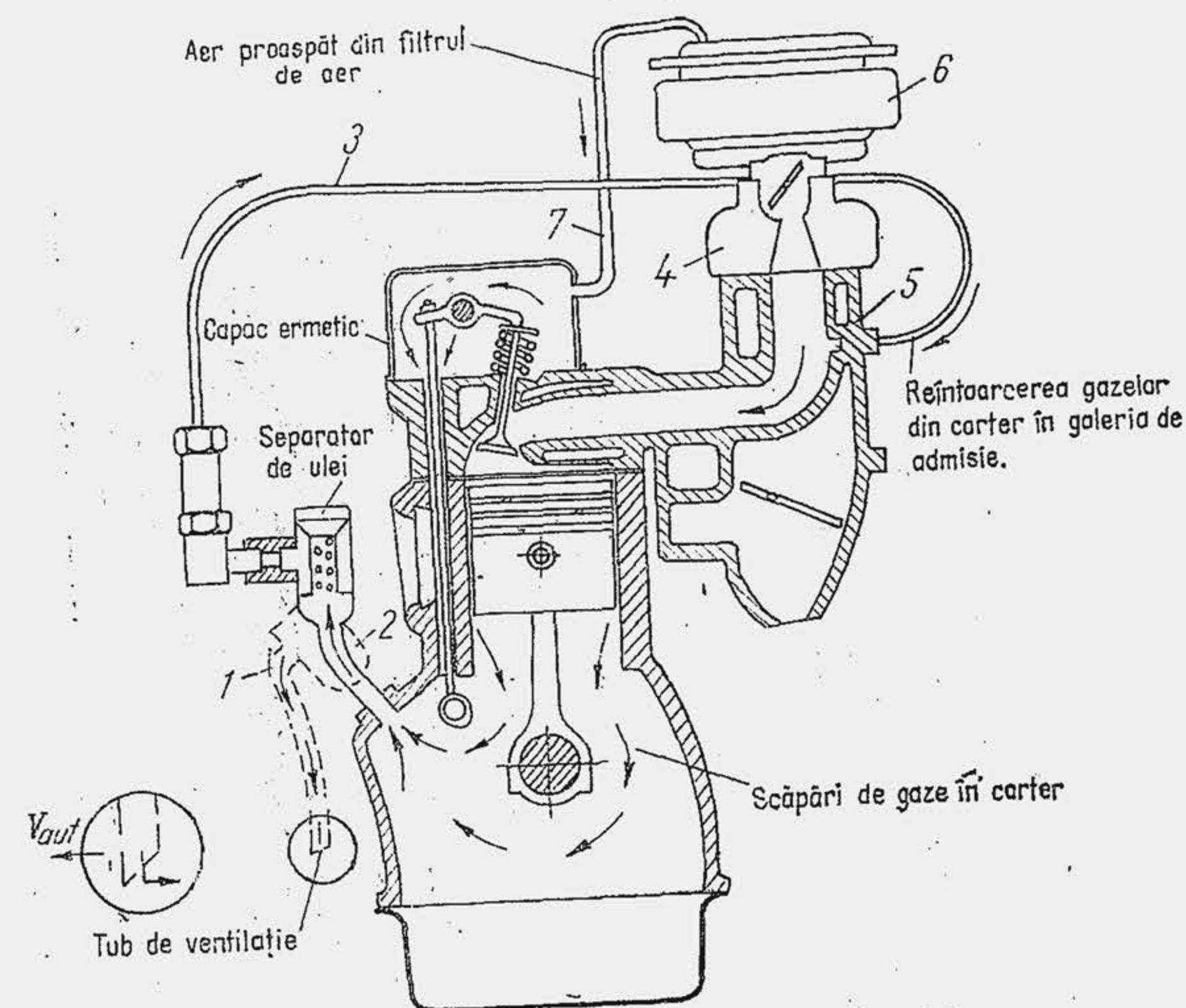


Fig. 19.13. Sisteme de ventilație a carterului.



**Conductele de ulei.** Magistrala de ulei se confecționează prin găurire în blocul de cilindri. Se preferă canalele găurite în bloc, țevelor exterioare care sînt supuse ruperilor sau pierd etanșitatea. Diametrul interior al canalelor nu depășește 15 mm. Cînd magistrala de ulei este chiar arborele cotit, uleiul este adus în interiorul arborelui cotit prin unul din fusurile lui, prevăzut cu canale radiale 1 (fig. 19.14); în cuzinet se execută un canal în arc de cerc 2 de lungime egală cu distanța dintre două găuri.

#### 19.4. CONSUMUL DE ULEI ȘI CONTROLUL SISTEMULUI DE UNGERE

**Cauzele consumului de ulei.** Uleiul din sistemul de ungere se consumă în timpul funcționării motorului pe următoarele căi: 1) vaporizare și ardere în camera de ardere; 2) vaporizare în carter; 3) scăpări prin neetanșități.

Consumul de ulei este determinat îndeosebi de fracțiunea care ajunge în camera de ardere. Uleiul ajunge în camera de ardere pe două căi: 1) prin jocurile dintre segment și cilindru datorită ungerii hidrodinamice și pompajului; 2) prin jocurile dintre tija supapei și bușă de ghidare; sub acțiunea gravitației (fig. 19.15). Trecerea uleiului este însă intensificată de condițiile particulare de funcționare a supapelor. Astfel, în timpul cursei de admisiune, în galeria de admisiune și cilindru se creează o depresiune care aspiră uleiul dintre tijă și bușă; fenomenul se intensifică la MAS, la sarcini parțiale. La supapa de evacuare este esențială temperatura mai ridicată a tijei supapei, care fluidifică uleiul și ușurează deplasarea lui spre camera de ardere. Scăpările prin jocurile dintre tija supapei și bușă sînt în medie de 50%, dar ajung uneori pînă la 75% din uleiul care pătrunde în camera de ardere. Încercările de stand arată că la întreruperea circuitului de ulei spre culbutor,

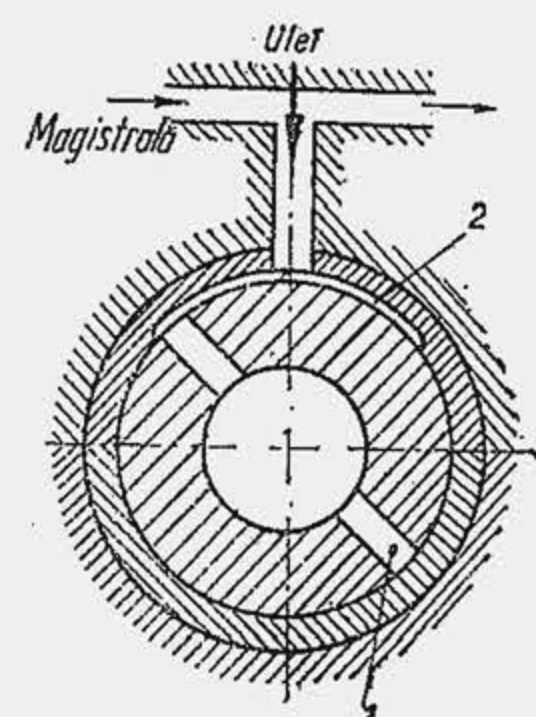


Fig. 19.14. Deplasarea uleiului din magistrală în interiorul arborelui.

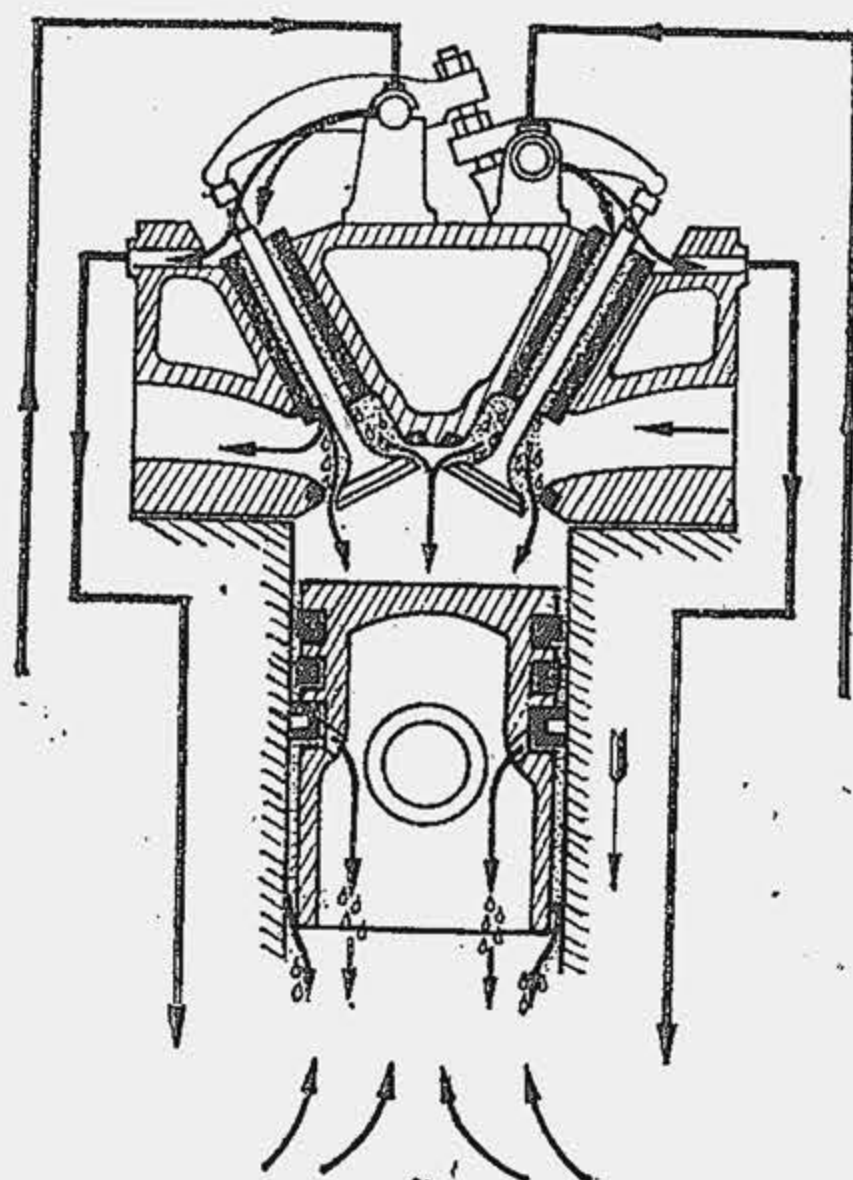


Fig. 19.15. Consumul de ulei prin jocul dintre supapă și bușă de ghidare.

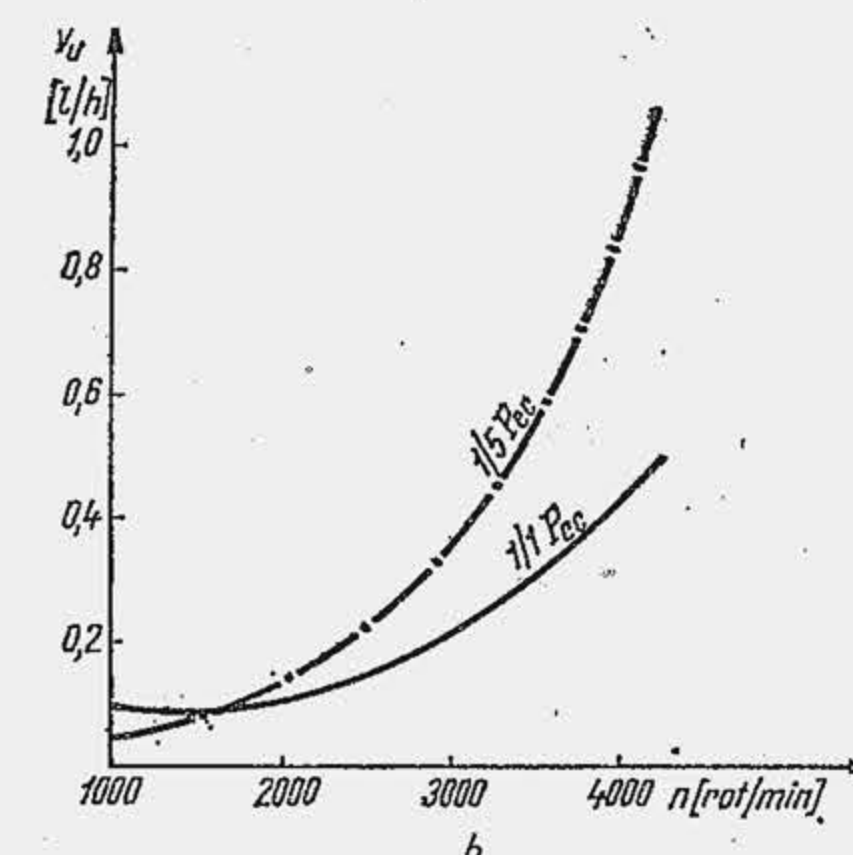
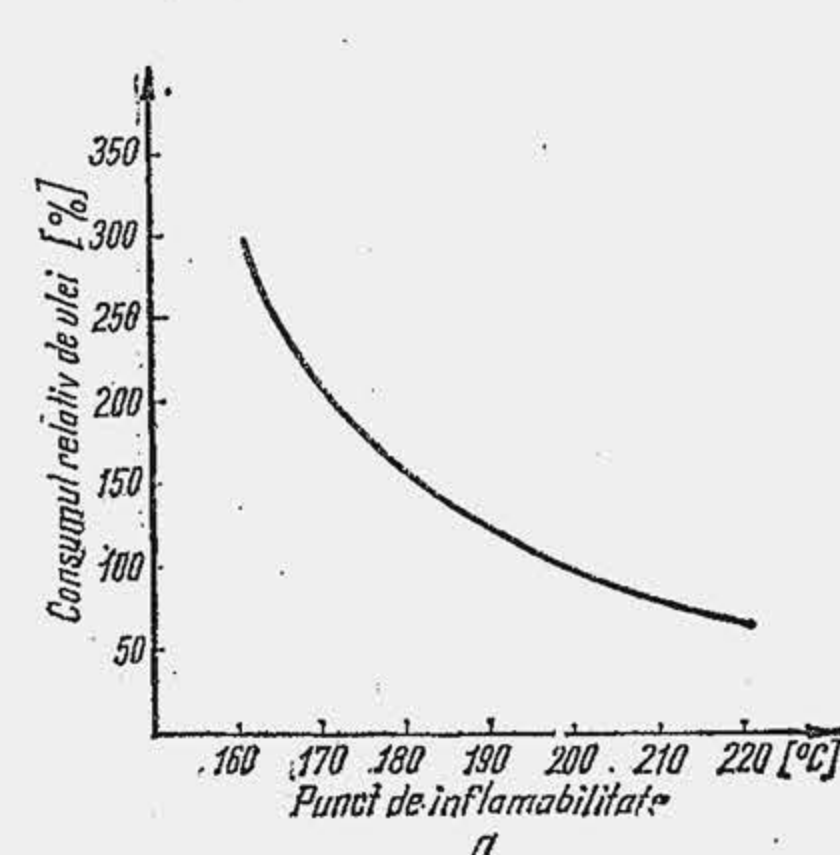


Fig. 19.16. Influența unor factori asupra consumului de ulei.

timp de 10 ore, consumul de ulei s-a redus la plină sarcină de trei ori, iar la mersul în gol (pentru aceeași turație) de circa cinci ori. Pătrunderea uleiului în camera de ardere este dăunătoare nu numai pentru risipa pe care o antrenează; uleiul care ajunge în camera de ardere este sursa principală de formare a calaminei. Arderea uleiului în camera de ardere se vizualizează prin fumul albastru care apare în gazele de evacuare.

Consumul de ulei prin vaporizare în carter este mai redus. El este intensificat mai ales pentru fracțiunea de ulei care atinge fundul pistonului. În fine, consumul de ulei din cauza neetanșității carterului intervine, de asemenea, cu o componentă relativ importantă.

Consumul de ulei depinde de mai mulți factori, și anume: 1) proprietățile fizice ale uleiului; 2) regimul de funcționare a motorului; 3) starea mecanică a motorului. Consumul de ulei scade cînd uleiul este mai puțin volatil (fig. 19.16, a) și cînd viscozitatea este mai mare, ceea ce este de înțeles. La creșterea turației consumul de ulei se amplifică (b), deoarece uleiul scăpat prin jocurile dintre fusul maneton și cuzinet ajunge pe oglinda cilindrului într-o cantitate sporită; întrucît capacitatea de raclare a segmentului de ungere este limitată, abundența de ulei de pe oglinda cilindrului intensifică fenomenul de pompaj, dar mai ales ușurează, împreună cu turația sporită, dezvoltarea regimului hidrodinamic de ungere dintre piston și cilindru. La aceasta se adaugă și un efect de temperatură care fluidifică uleiul. La reducerea sarcinii, deși temperatura de regim a motorului se reduce, consumul de ulei crește totuși la MAS ceea ce se explică prin mărirea depresiunii din galeria de admisiune.

Prin starea mecanică a motorului se înțelege ansamblul jocurilor și stărilor suprafețelor organelor în mișcare relativă. Consumul de ulei depinde într-un grad ridicat de starea mecanică a motorului, de aceea el și este luat uneori drept criteriu al uzării motorului. La creșterea jocurilor dintre fusurile manetoane și cuzineți sporește cantitatea de ulei proiectată pe oglinda cilindrului. Din cauza uzării crește și jocul dintre segment și cilindru, care intensifică pompajul. Înfundarea orificiilor din canalele segmentelor cu lacuri joacă de asemenea un rol important în mărirea consumului de ulei. Experiența a arătat că prin simpla destupare a orificiilor din piston, consumul de ulei pentru un grup de vehicule echipate cu MAS de 1 l a scăzut de la 400 g/1 000 km la 70...80 g/1 000 km. Creșterea jocurilor dintre tije supapelor și bușe amplifică, de asemenea, consumul de ulei. Experiențele efectuate



cu un grup de taxiuri urbane [10] arată că inițial consumul de ulei crește foarte mult (fig. 19.17, *a*) probabil datorită rodării pieselor până la atingerea jocurilor optime, apoi, consumul crește lent, probabil datorită atingerii valorilor optime ale jocurilor, iar în final (după 100 000 km parcurși) consumul de ulei crește din nou brusc. Măsurătorile par să indice în ultimul caz intensificarea pierderilor prin jocurile dintre tije supapelor și bușe, ceea ce atrage atenția asupra posibilității de simplificare a lucrărilor de revizie capitală a motorului, întrucât este mai simplu să se recondiționeze chiulasa decât ansamblul piston-cilindru. La motoarele moderne consumul mediu de ulei variază între 3...11 g/kWh (2...8 gf/CPh) ceea ce reprezintă aproximativ 1,0...3% din consumul de combustibil. În deceniul '55...65' consumul mediu de ulei la motoarele de autoturism s-a redus cu 30% (*b*).

**Controlul sistemului de ungere.** Controlul funcționării normale a sistemului de ungere se efectuează pe mai multe căi, și anume: prin nivelul uleiului din carter, prin presiunea uleiului din magistrală, prin temperatura uleiului din carter sau magistrală.

Nivelul uleiului în carter se controlează periodic. În acest scop o tijă gradată *T*, prevăzută cu indicația *Max (Plin)* sau *Min* se cufundă în baia de ulei (v. fig. 19.5). Indicațiile precizează nivelurile admisibile — maxim și minim — ale uleiului din carter. Nivelul uleiului în carter nu are voie să coboare sub nivelul minim din două motive: 1) la accelerare și decelerare sau la înclinarea motorului apare pericolul dezamorsării pompei de ulei, sorbul rămânând deasupra uleiului; 2) debitul pompei fiind constant, iar în circuit aflându-se o cantitate mai mică de ulei, crește numărul de treceri ale uleiului prin circuit, ceea ce conduce la supraîncălzirea uleiului. Depășirea nivelului maxim este obiectabilă, deoarece pe drumuri cu profil accidentat capul bielei vine în contact cu oglinda uleiului din carter și produce barbotarea lui. În acest caz, uleiul ajunge pe cilindru într-o cantitate prea mare, iar temperatura lui crește în contact cu piesele mai calde. Astfel crește consumul de ulei, se intensifică procesul de formare a calminei și procesul de oxidare a uleiului.

Prin intermediul unui manometru se măsoară presiunea de ulei din magistrală. În general, dacă manometrul indică prezența unei presiuni în magistrală se conchide că pompa de ulei funcționează. Indicațiile manometrului trebuie interpretate însă cu grijă deoarece nu reprezintă întotdeauna semnalul sigur al funcționării normale a sistemului de ungere. Presiunea de ulei din magistrală depinde de mai mulți factori: debitul pompei, viscozitatea

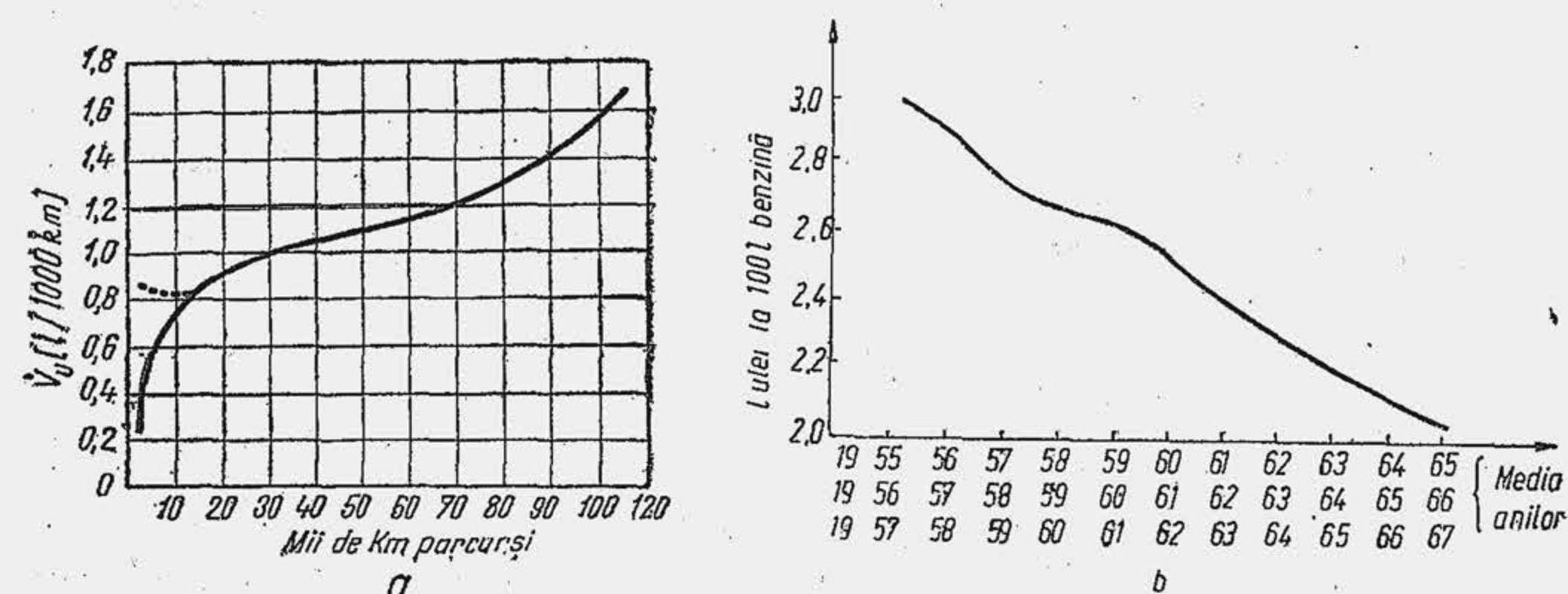


Fig. 19.17. Variația consumului de ulei cu parcursul unui autovehicul (*a*) și de-a lungul anilor (*b*).

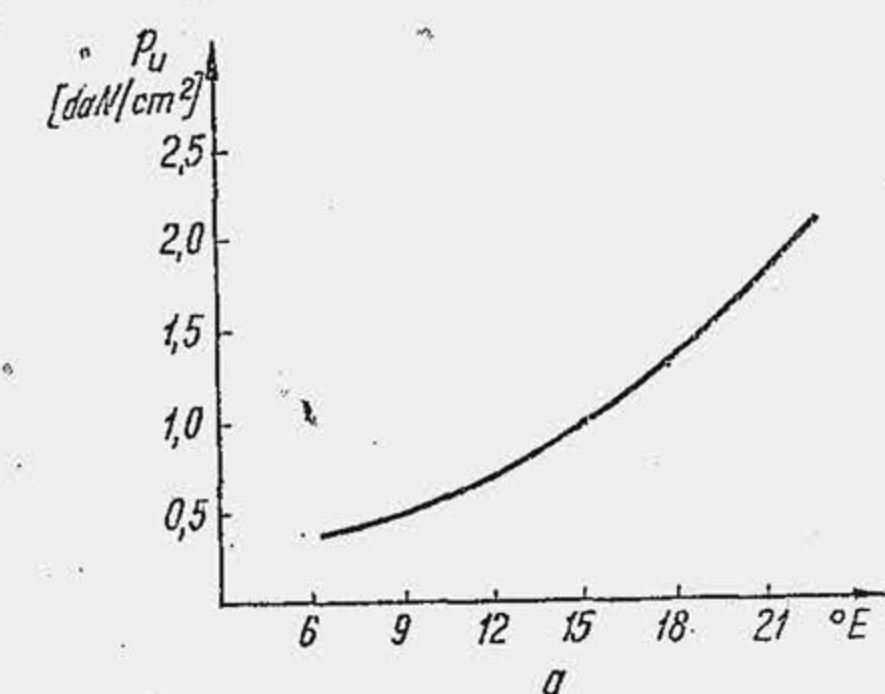
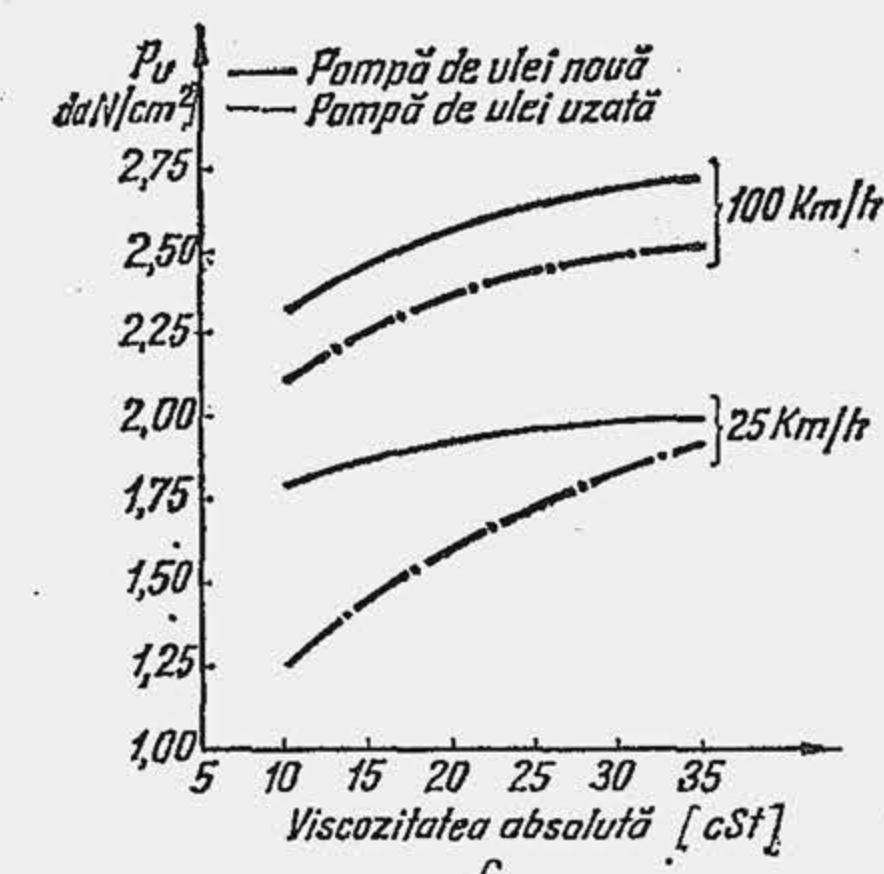
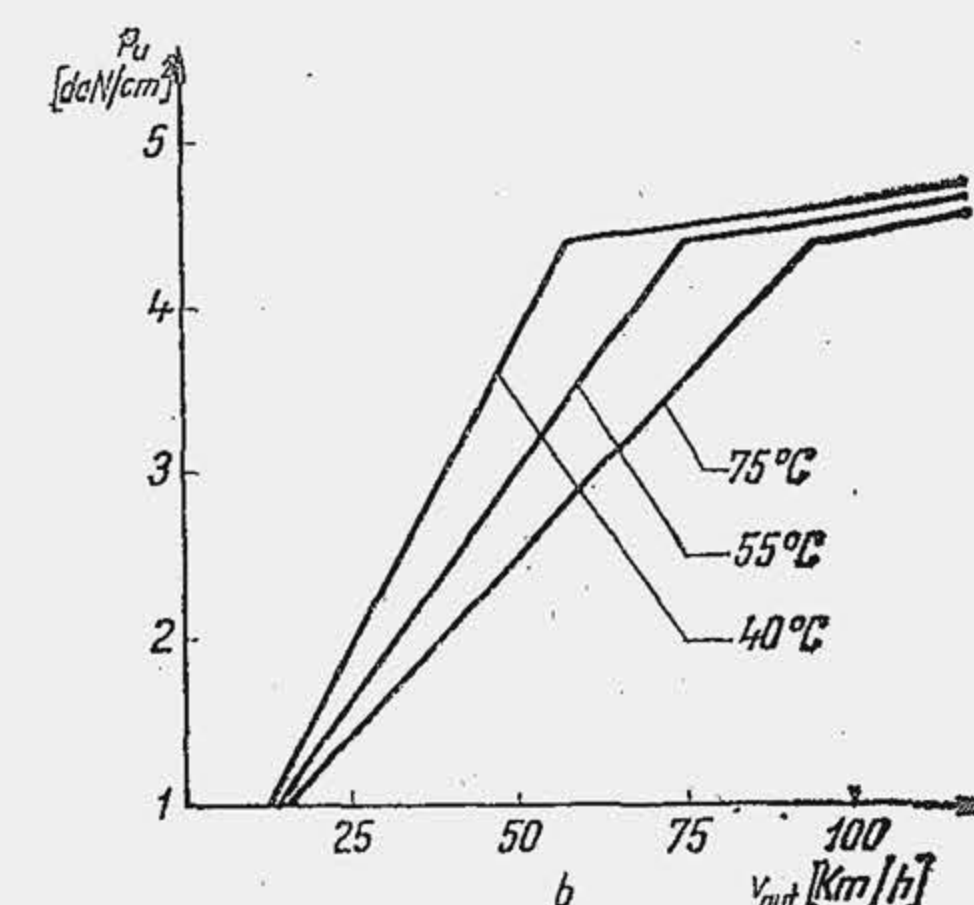


Fig. 19.18. Influența unor factori asupra presiunii uleiului din magistrală.



uleiului, reglajul supapei de siguranță și rezistențele în conducte. Presiunea în magistrală crește cu debitul pompei, dar nu indică întotdeauna că debitul de ulei este corespunzător. În adevăr, când viscozitatea uleiului este ridicată presiunea în magistrală crește (fig. 19.18, *a*) până la deschiderea supapei de siguranță, dar pompa livrează un debit insuficient, atât din cauza valorii reduse a randamentului volumetric  $\eta_{pv}$  cât și din cauza devierii unei cantități de ulei din magistrală (la lagărele arborelui cotit ajunge numai 20% din debitul livrat de pompă). Dimpotrivă, când uleiul este mai cald, presiunea în magistrală este mai redusă, dar 80% din cantitatea de ulei se îndreaptă spre lagăre. Experiența arată că motorul poate funcționa normal o perioadă scurtă de timp, chiar dacă indicația manometrului este de 1 daN/cm², întrucât pompa livrează un debit suficient. În (*b*) se arată variația presiunii în magistrală cu viteza automobilului pentru diverse temperaturi ale uleiului. În zona de palier a curbei se deschide supapa de siguranță. Se observă că la viteze mici de înaintare, dacă uleiul este încălzit, presiunea este mai mică decât cea controlată de supapa de siguranță; motorul funcționează însă normal, deoarece tot uleiul debitat de pompă se îndreaptă spre lagăre. Aceste fapte arată, că un control mai sigur al funcționării normale a sistemului de ungere s-ar obține dacă s-ar introduce în circuitul de ungere un debitmetru. În fine se observă că presiunea uleiului depinde de gradul de uzare al motorului și al pompei (*c*), deoarece odată cu mărirea jocurilor scad rezistențele hidrodinamice ale circuitului.

În unele cazuri presiunea în magistrală scade până la anulare, deși pompa de ulei funcționează normal, iar în circuitul de ungere nu există avarii. În asemenea cazuri, indicația manome-



trului trebuie interpretată în sensul că gradul de uzare al motorului este atât de înaintat încât uleiul debitat de pompă trece prin jocuri fără rezistență. O cădere totală de presiune se observă și în acele cazuri când motorul funcționează cu ulei cald la turații joase (debitul pompei este insuficient). Funcționarea în acest condiții trebuie evitată. În tabela 19.5 se arată pe scurt după [10] diferite interpretări care trebuie date indicațiilor unui manometru de ulei.

Tabela 19.5

Interpretarea indicațiilor unui manometru de ulei

Indicația manometrului	Cauzele care influențează presiunea
Presiune nulă sau foarte redusă	1) Manometru avariât 2) Nivelul uleiului prea coborât 3) Arborele de antrenare a pompei este rupt 4) Conducta de refulare a pompei este blocată 5) Fisura unui canal interior sau exterior 6) Conducta manometrului înfundată
Fluctuații de presiune	1) Pompa de ulei funcționează necorespunzător 2) Manometrul este defect 3) Supapa de siguranță dereglată 4) Scăpări prin conducte 5) Nivelul uleiului la limită minimă 6) Deplasarea impurităților în canale
Presiune redusă	1) Colmatarea sorbului de ulei 2) Jocuri mari în cuzineții arborelui cotit sau ai arborelui cu came și culbutori 3) Filtre colmate cu supapa de siguranță în stare necorespunzătoare 4) Ulei prea fluid fie prin natura lui, fie prin diluare 5) Ulei prea fluid din cauza temperaturii de funcționare prea ridicată 6) Uzura orificiilor calibrate 7) Dereglarea supapelor de siguranță 8) Conducte deformate și lărgite 9) Conducte îmbicsite
Presiune ridicată	1) Ulei prea viscos sau impurificat; ulei rece 2) Rezistențe mari în conductele de refulare 3) Dereglarea sau îmbicsirea supapei de siguranță

Rezultă că funcționarea normală a sistemului de ungere este într-o mare măsură dependentă de temperatura uleiului. De aceea în circuitul de ungere se prevede un termometru care dă indicații asupra temperaturii uleiului din carter sau magistrală. Temperatura uleiului din carter nu trebuie să depășească 85...105°C. Corelarea indicațiilor de temperatură cu cele de presiune poate da o imagine mai exactă asupra condițiilor de funcționare a sistemului de ungere.

Ungerea motorului în doi timpi cu baleiaj în carter se efectuează în două etape. Inițial uleiul ajunge în carter; în contact cu piesele calde, a căror temperatură variază între 50 și 150°C o parte din benzina (până la 50%) se vaporizează, iar picăturile de ulei din amestec se depun pe pereții cilindrului sau pe fusurile și brațele arborelui care le proiectează pe cilindru. Întrucât ungerea fusurilor este insuficientă, arborele se montează pe rulmenți. A doua etapă a ungerii are loc când amestecul pătrunde în interiorul cilindrului. Procedul de ungere conduce la un consum mare de ulei. Proporția de ulei în benzină variază între 3 și 8%, în medie 4...5%.

Consumul de ulei la motoarele în doi timpi este de câteva ori mai mare decât la motoarele în patru timpi, fiind cuprins între limitele 16...33 g/kwh (12...24 gf/CPh).

## 19.5. CALCULUL SISTEMULUI DE UNGERE

**Calculul lagărului pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii.** Dimensiunile fusurilor — lungimea  $l$  și diametrul  $d$  — se determină la calculul arborelui cotit. Verificarea la încălzire efectuată pentru presiunea medie din fus nu este pe deplin concludentă, deoarece, după cum arată teoria hidrodinamică a ungerii, portanța lagărului depinde de un mare număr de factori — constructivi, tehnologici, de exploatare și de natura uleiului — pe care produsul  $\sqrt{\bar{p}} \cdot W^3$  nu-i ia în considerare. De aceea, lagărele arborelui cotit se verifică pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii, la încălzire — temperatura uleiului din lagăr să nu depășească valoarea admisibilă — și la încărcare — jocul minim dintre fus și cuzinet să nu scadă sub valoarea admisibilă. Frecvent, articulația arborelui cu biela este mai încărcată decât reazemul, valorile caracteristice fiind arătate în tabela 19.6. Deoarece ecuațiile stabilite de teoria hidrodinamică au o formă complicată, simplificarea lor, într-o formă accesibilă calculului de proiectare, s-a efectuat pe două căi: pe calea diagramelor și pe calea relațiilor analitice simplificate. În cele ce urmează se prezintă o metodă de calcul, pe baza diagramelor.

Tabela 19.6

Presiuni pe fusul maneton

Tipul motorului	Regimul de funcționare	$\bar{p}$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	$p_{max}$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	$\frac{p_{max}}{\bar{p}}$
MAS	$\alpha = 1; n_P = 5000 \dots 6000$ rot/min	80...130	150...210	1,75...1,55
	$\alpha = 1; n_M = 3000 \dots 3500$ rot/min	60...65	110...120	1,90...1,87
MAC	$\alpha = 1; n_P = 2000 \dots 3000$ rot/min	62...87	270...400	—
	$\alpha = 1; n_M = 1300 \dots 1800$ rot/min	35...55	250...350	—

Din teoria hidrodinamică a ungerii este cunoscută distribuția de presiune în lagăr (fig. 19.19). Se folosesc următoarele notații: 1)  $\rho$  — jocul radial, diferența dintre raza cuzinetului  $r_c$  și raza fusului  $r_f$ ,  $\rho = r_c - r_f$ ; 2)  $\delta$  — jocul diametral,  $\delta = 2\rho = d_c - d_f$ ; 3)  $\psi$  — jocul relativ,  $\psi = \delta/d_f = \rho/r_f$ ;

4)  $\lambda$  — lungimea relativă a lagărului,  $\lambda = l/d_f$ ; 5)  $e$  — excentricitatea, distanța pe direcția radială, în funcționare, dintre centrul cuzinetului și centrul fusului,  $e = \overline{OO'}$ ; 6)  $e_r$  — excentricitatea relativă  $e_r = e/\rho$ ; 7)  $h_{min}$  — distanța minimă dintre fus și cuzinet;  $\chi_{min}$  — distanța relativă minimă,  $\chi_{min} = h_{min}/\rho$ . Evident,  $h_{min} = \rho - e = \rho(1 - e_r)$ ;  $h_{max} = \rho(1 + e_r)$ .

Încărcarea lagărului este determinată de presiunea medie,

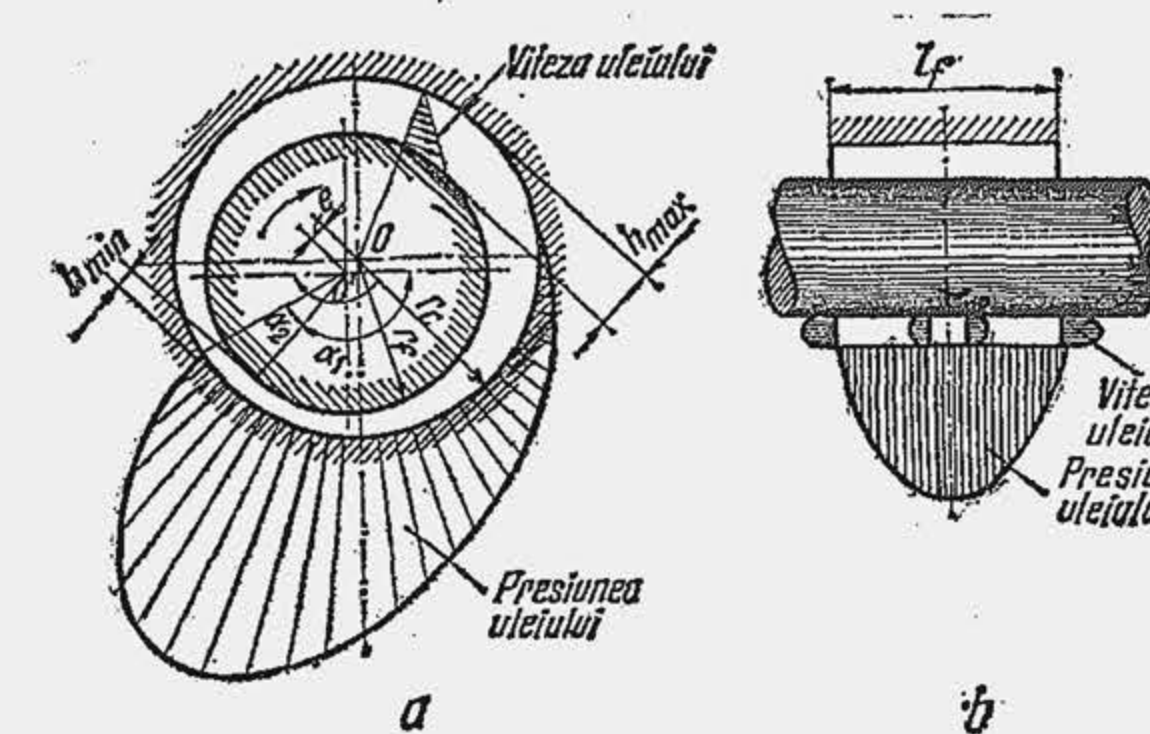


Fig. 19.19. Distribuția radială și longitudinală a presiunii și vitezei în lagăr.



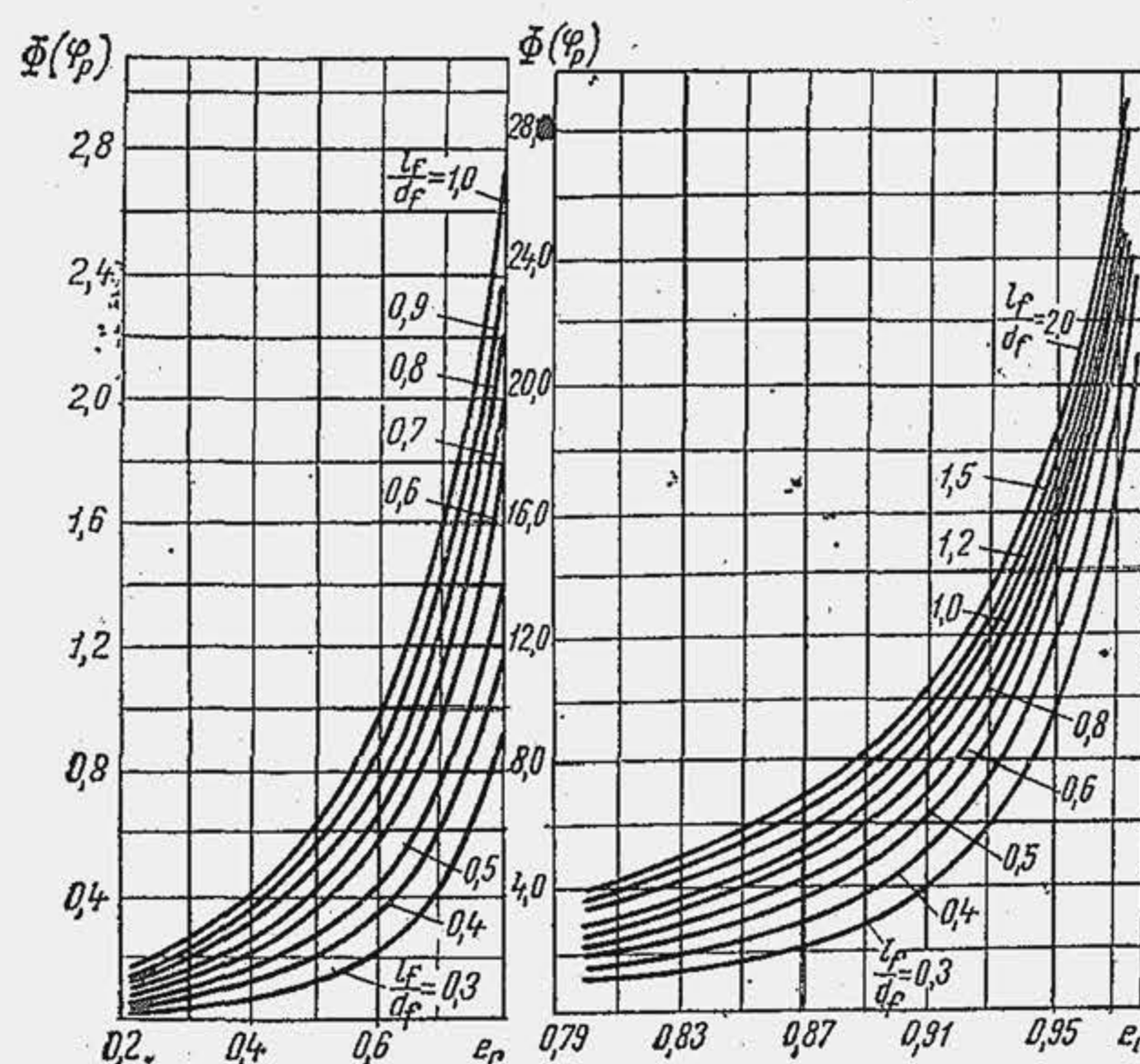


Fig. 19.20. Cifra caracteristică a lagărului.

venabil parametrului din relația (19.9), se obține un factor adimensional  $\Phi$ :

$$\Phi = \frac{\bar{p}\psi^2}{\eta_u\omega} = \varphi_p(e_r, \lambda), \quad (19.10)$$

care se numește *cifra caracteristică* a lagărului sau *coeficientul de încărcare* a lagărului. În relația (19.10) se utilizează următoarele unități de măsură:  $\bar{p}$ , în daN/m<sup>2</sup>;  $\eta_u$ , în daNs/m<sup>2</sup>;  $\omega$ , în rad/s. Rezultă că  $\Phi$  este o funcțiune de excentricitatea relativă  $e_r$  și lungimea relativă  $\lambda$ . În figura 19.20 sînt trasate curbele de încărcare a lagărului (relația 19.10).

Gradul de încălzire a uleiului în lagăr se determină pe baza lucrului mecanic de frecare din lagăr  $L_{fl}$ , adică:

$$\dot{Q}_{fl} = \dot{L}_{fl} \text{ [kJ/s]}. \quad (19.11)$$

Lucrul mecanic de frecare în lagăr este  $\dot{L}_{fl} = 10^{-2} F_f W$  ( $F_f$  în daN,  $W$  în m/s). Forța  $F_f$  se calculează pe baza diagramei polare  $F_f = \bar{R} \cdot \mu_f = \bar{p} l_f d_f \cdot \mu_i$ , unde  $\mu_i$  este coeficientul de frecare lichidă în lagăr; viteza periferică a fusului  $W = r_f \cdot \omega = (d_f/2) (\pi n/30)$  astfel că:

$$\dot{Q}_{fl} = 0,523 \cdot 10^{-3} \bar{p} d_f^2 l_f n \mu_i \text{ [kJ/s]}, \quad (19.12)$$

unde  $\bar{p}$  se măsoară în daN/m<sup>2</sup>,  $l_f d_f$  în m,  $n$  în rot/min. Coeficientul de frecare lichidă  $\mu_i$  este determinat pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii [4]:

$$\mu_i = 0,6 \psi \left[ \frac{\lambda^2 + \Phi_1(e_r)}{\lambda^2} \right] \Phi_2(e_r), \quad (19.13)$$

care, pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii, se exprimă prin relația [4]:

$$\bar{p} = \frac{5}{2} C^x \frac{\eta_u \omega}{\psi^2}.$$

$$\frac{\lambda^2}{\lambda^2 + \Phi_1(e_r)} \sqrt{\frac{e_r}{1 - e_r}}, \quad (19.9)$$

unde:  $\eta_u$  este viscozitatea dinamică a uleiului;  $\omega = \pi n/30$  — viteza unghiulară a fusului,  $n$  fiind turația arborelui cotit;  $\Phi_1$  — o funcție necunoscută de excentricitate relativă;  $C^x$  — constantă. Grupînd con-

unde  $\Phi_1$  și  $\Phi_2$  sînt funcții necunoscute de  $e_r$ . Așadar:

$$\mu_i = \psi \varphi_\mu(e_r, \lambda). \quad (19.14)$$

În figura 19.21 se arată variația funcției  $\varphi_\mu$  cu parametrului  $\lambda$  și  $e_r$ .

Căldura dezvoltată în lagăr prin frecare se evacuează în exterior prin intermediul uleiului  $\dot{Q}_u$  și prin intermediul lagărului  $\dot{Q}_l$ . Schimbul de căldură între ulei și lagăr se realizează prin convecție, adică  $\dot{Q}_l = C_c \pi d_f l_f \Delta t$ . Pentru coeficientul de convecție  $C_c$  nu există valori sigure. Pe baza datelor experimentale s-a stabilit că la motoarele de automobil  $\dot{Q}_l$  reprezintă 10...15% din căldura dezvoltată în lagăr. Întrucît  $\dot{Q}_l$  reprezintă o fracțiune mică se aproximează pe baza relației  $\dot{Q}_l = (0,1 \dots 0,15) \dot{Q}_u$ , iar  $\dot{Q}_u$  se determină din ecuația calorimetrică:

$$\dot{Q}_u = c_u \cdot \dot{V}_{ul} \cdot \rho_u (t_{ue} - t_{ui}) \text{ [kJ/s]}, \quad (19.15)$$

unde  $c_u$  și  $\rho_u$  sînt căldura specifică, în kJ/kgK și masa specifică, în kg/m<sup>3</sup> a uleiului din lagăr;  $\dot{V}_{ul}$ , în m<sup>3</sup>/s, este debitul de ulei care circulă prin lagăr, iar  $t_{ui}$  și  $t_{ue}$  sînt temperaturile de intrare și ieșire a uleiului din lagăr. Întrucît  $c_u$  și  $\rho_u$  variază cu temperatura și natura uleiului în limite restrînse pentru calcul se alege  $c_u \cdot \rho_u = 1674 \dots 1883 \text{ [kJ/m}^3 \text{ K]}$ , pentru temperatura medie  $\bar{t}_u = (t_{ui} + t_{ue})/2$ . Se admite  $t_{ui} = 80 \dots 90^\circ\text{C}$ ;  $t_{ue} = 90 \dots 110^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_u = 20 \dots 30^\circ\text{C}$ . Temperatura  $t_{ui}$  este cu 15...20°C mai mare decît temperatura uleiului din carter, deoarece uleiul se încălzește cînd traversează canalele pînă la lagăr.  $\dot{V}_{ul}$  se calculează pe baza teoriei hidrodinamice a ungerii, prin relația [4]:

$$\dot{V}_{ul} = \frac{\omega}{4} \psi e_r d_f^3 \frac{\lambda}{\lambda^2 + \Phi_1(e_r)} \Phi_3(e_r), \quad (19.16)$$

unde:  $\Phi_1$  și  $\Phi_3$  sînt funcții necunoscute de  $e_r$ . Se poate scrie:

$$\dot{V}_{ul} = 1,047 \cdot 10^{-3} n \delta d_f^2 \varphi_v(e_r, \lambda) \text{ [m}^3\text{/s]}, \quad (19.17)$$

unde  $n$  este în rot/min,  $\delta$  în  $\mu\text{m}$ ,  $d_f$  în m, iar  $\varphi_v$  din figura 19.22.

Din condiția de echilibru termic al lagărului

$$\dot{Q}_{fl} = \dot{Q}_u + \dot{Q}_l. \quad (19.18)$$

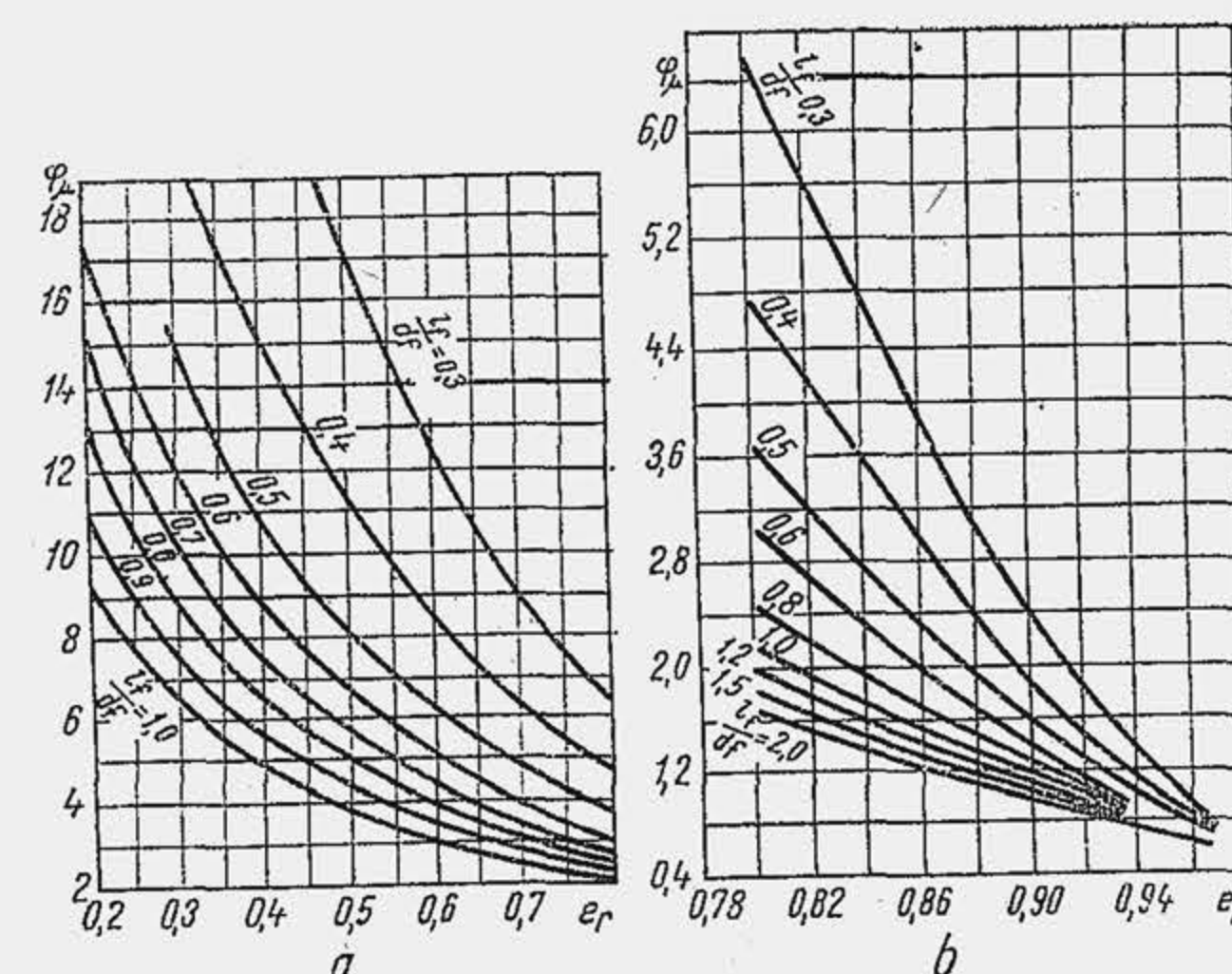


Fig. 19.21. Funcția  $\varphi_\mu$  pentru determinarea coeficientului de frecare.



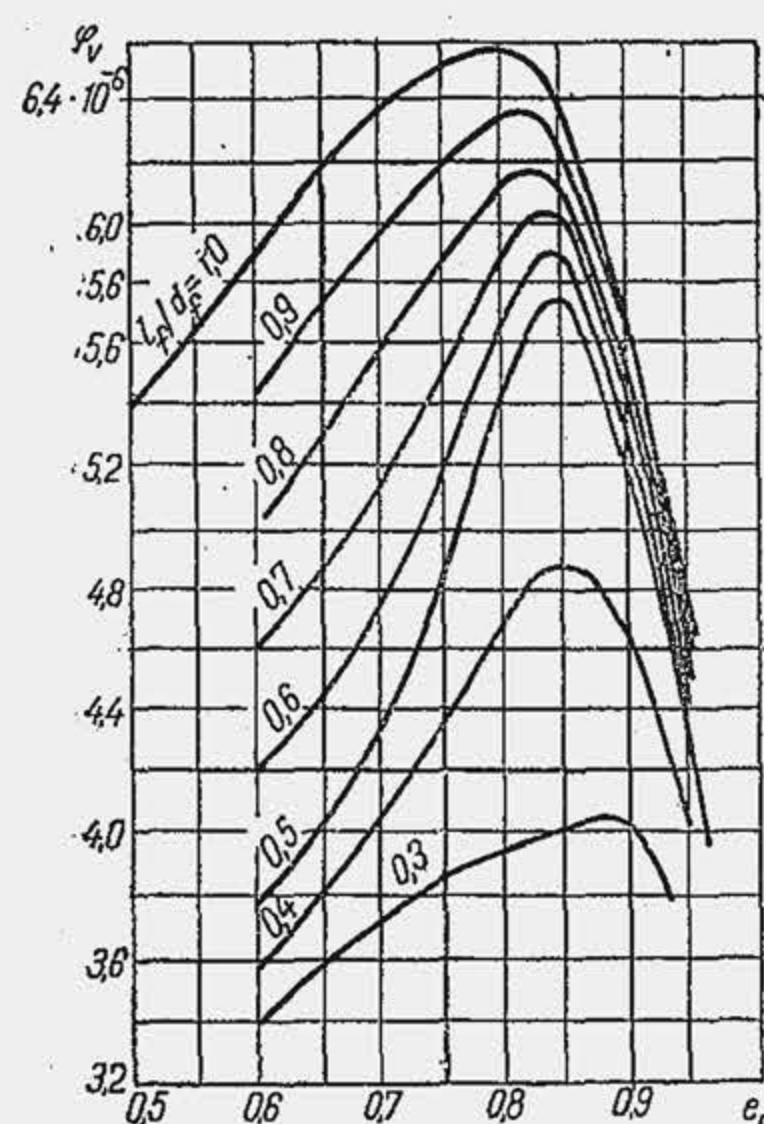


Fig. 19.22. Funcția  $\varphi_v$  pentru determinarea debitului de ulei prin lagăr.

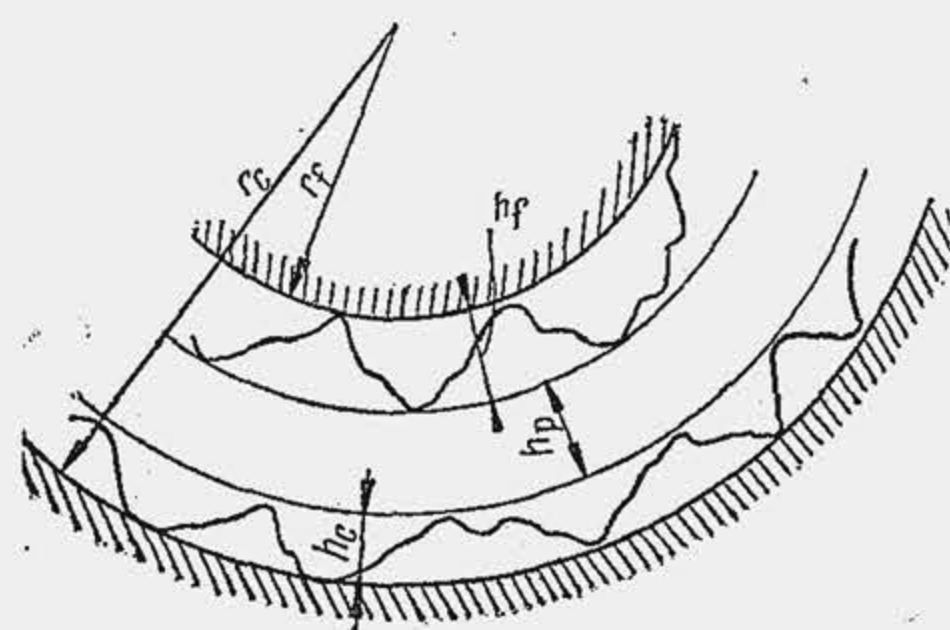


Fig. 19.23. Schiță pentru precizarea distanței admisibile dintre cuzinet și fus.

să fie  $h_a = 4 \dots 6 \mu\text{m}$ . Se definește drept coeficient de siguranță la ungere lichidă raportul:

$$\chi = h_{\min}/h_a. \quad (19.19)$$

Se consideră că lagărul funcționează normal dacă  $\chi > 1,5$ , adică  $h_{\min} > 6 \dots 9 \mu\text{m}$ .

În ultimii ani s-au elaborat metode de calcul care țin seama că încărcarea lagărului este variabilă pe ciclu [2]. Rezultatele obținute sînt comparate cu valorile determinate experimental (fig. 19.24) direct pe motor (curba 1—MAC cu  $n = 600$  rot/min) și indirect pe o mașină de simulare (curba 2). Pe motor, s-a determinat  $h_{\min}$  între cuzinetul bielei și fusul maneton 3, cuplă considerată mai încărcată. Măsurările s-au efectuat cu cîte 6 traductori de două tipuri, capacitivi și inductivi, așezați în planul central al fusului. Se observă că grosimea minimă a peliculei de ulei coboară sub  $4 \mu\text{m}$ . S-a

rezultă temperatura peliculei de ulei  $t_{up}$ , care nu trebuie să depășească valoarea admisibilă. Ecuația (19.18) se rezolvă prin metode numerice. Temperatura  $t_{up}$  îi corespunde o cifră de încărcare  $\Phi$  bine determinată, deoarece  $\eta_u$  este o funcție de temperatură. Cunosbind pe  $\Phi$ , rezultă excentricitatea relativă  $e_r$  și distanța minimă dintre fus și cuzinet  $h_{\min} = \rho(1 - e_r)$ . S-a calculat  $h_{\min}$  presupunînd că fusurile sînt perfect netede. În realitate, din cauza imperfecțiunilor de prelucrare, suprafața fusurilor este rugoasă, gradul de rugozitate depinzînd de calitatea prelucrării. Notînd cu  $h_f$  și  $h_c$  înălțimea rugozității fusului și cuzinetului (fig. 19.23) și cu  $h_p$  grosimea peliculei de ulei, rezultă că distanța minimă dintre fusuri trebuie să fie  $h_{\min} \geq h_p + h_f + h_c$ . Cercetările experimentale arată că  $h_p \geq 2 \dots 3 \mu\text{m}$  pentru frecarea lichidă. Pentru motoarele rapide de autovehicule rugozitatea fusurilor arborelui cotit variază între  $0,4$  și  $0,8 \mu\text{m}$  iar rugozitatea cuzineților este  $1,6 \dots 3,2 \mu\text{m}$ . Totodată trebuie să se țină seama de abaterile de la forma geometrică și deformația lagărului. Aprecierea acestor abateri este dificilă, de aceea suma  $h_g = h_f + h_c$  se amplifică. Se admite că  $h_g = 2 \dots 4 \mu\text{m}$ . Astfel, distanța minimă admisibilă dintre suprafețele fusurilor și cuzineților trebuie

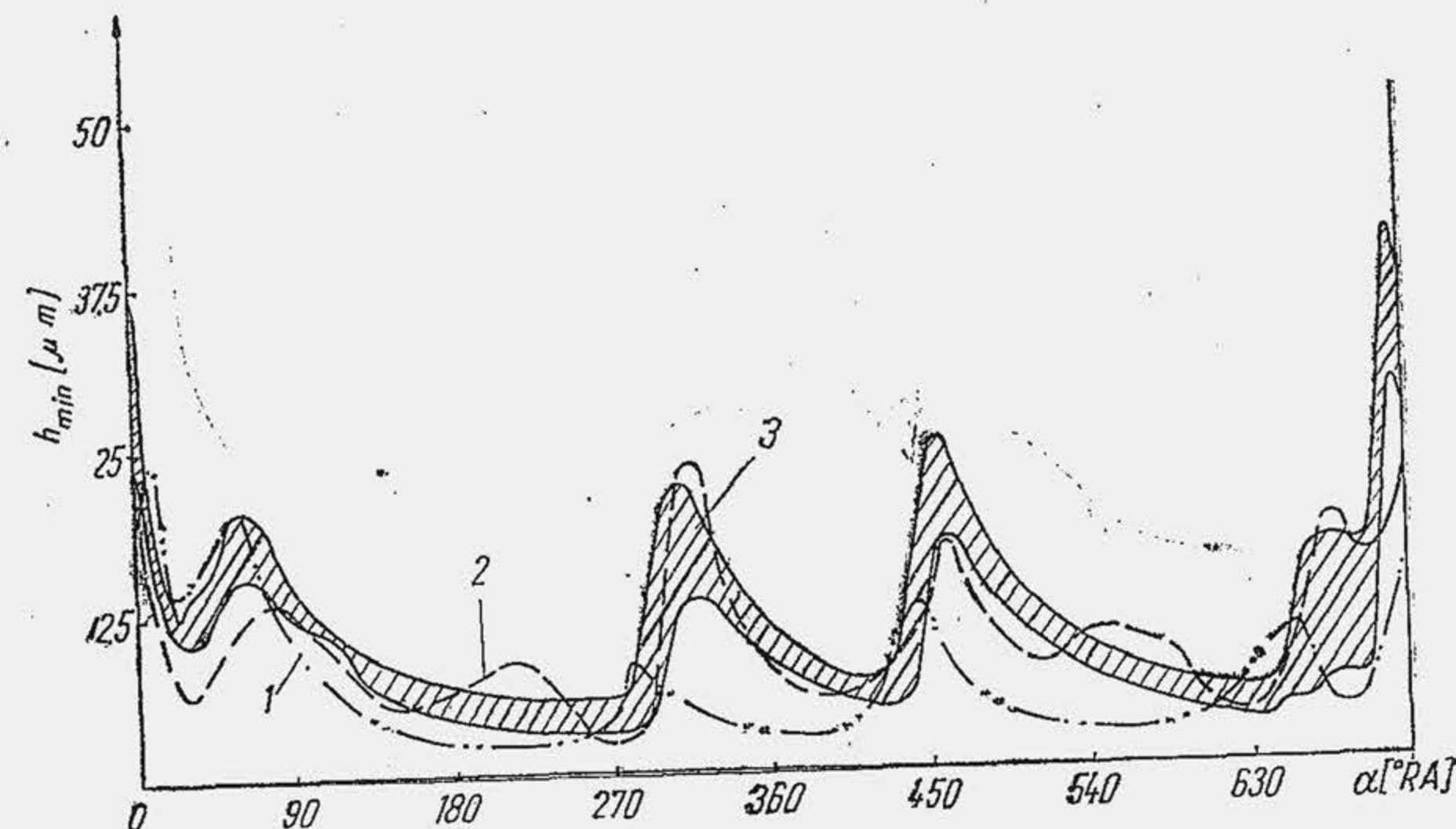


Fig. 19.24. Variația grosimii minime a peliculei de ulei pe ciclu: 1 — MAC; 2 — mașină de simulare; 3 — calculat.

studiat influența forțelor de inerție asupra lui  $h_{\min}$  în fusul maneton, în ipoteza că  $h_{\min}$  depinde mai ales de forțele de inerție (grosimea  $h_{\min}$  produsă de forța de presiune  $F_p$  devine apreciabilă numai cînd  $F_p$  este de cel puțin  $5 \dots 7$  ori mai mare decît forțele de inerție). Încărcarea s-a definit prin două criterii adimensionale  $\Phi_R$  și  $\Phi_A$ , una ia în considerare masele în mișcare de rotație  $m_{BM}$  (v. cap. 10), cealaltă, masa în mișcare alternativă  $m_A$ . Cu notațiile utilizate anterior rezultă:

$$\Phi_R = \left( \frac{m_{BM}\omega r}{\eta \cdot l_f \cdot d_f/2} \right) \left( \frac{\delta}{d_f} \right)^2 \left( \frac{d_f}{l_f} \right)^2; \quad \Phi_A = \left( \frac{m_A\omega r}{\eta l_f d_f/2} \right) \left( \frac{\delta}{d_f} \right)^2 \left( \frac{d_f}{l_f} \right)^2,$$

unde  $\omega = \pi n/30$ , iar  $r$  este raza manivelei. Grosimea relativă  $h_{\min}/\rho$  (fig. 19.25) este influențată în plus de raportul maselor  $m_A/m_{BM}$  indicat pe figură care servește pentru verificarea lagărului, întrucît permite calculul lui  $h_{\min}$ . Unitățile de măsură rezultă simplu  $\Phi_A$  și  $\Phi_R$  fiind mărimi adimensionale.

Calculul lagărului se efectuează în următoarea ordine:  
1) se cunosc  $d_f$ ,  $l_f$ ,  $R$  și  $\bar{p}$  de la calculul de rezistență al arborelui cotit. Calculele arată că  $\bar{p}(p_m)$  crește cu sarcina și turația (fig. 19.26, a), iar temperatura în lagăr crește cu toate că sporește debitul de ulei (b). De aceea, condițiile cele mai severe pentru lagăr vor fi acelea corespunzătoare turației maxime, iar verificarea se face pentru  $n = n_p$ ;  
2) se alege jocul relativ  $\psi$  în raport cu tehnologia de fabricație. Jocul în cuplă este precizat de toleranța de prelucrare, determinată de felul ajustajului și clasa de precizie. Cîmpurile de toleranță, pentru ogamă de diametre nominale, care acoperă pe acelea ale fusurilor arborilor cotiți s-au extras din standarde (tab. 19.7).

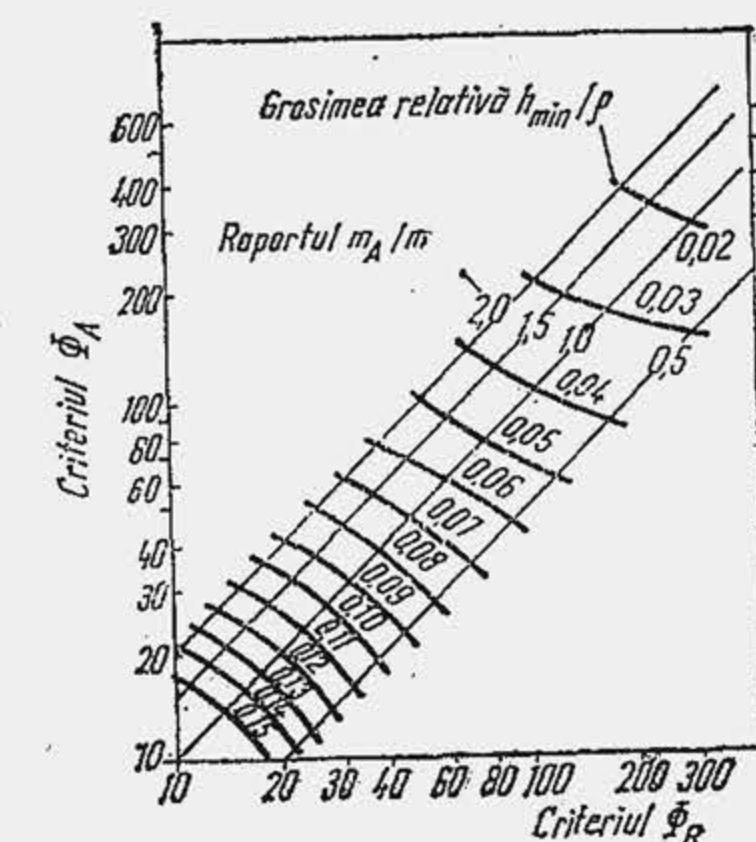


Fig. 19.25. Diagramă pentru calculul de verificare a grosimii minime a peliculei de ulei.



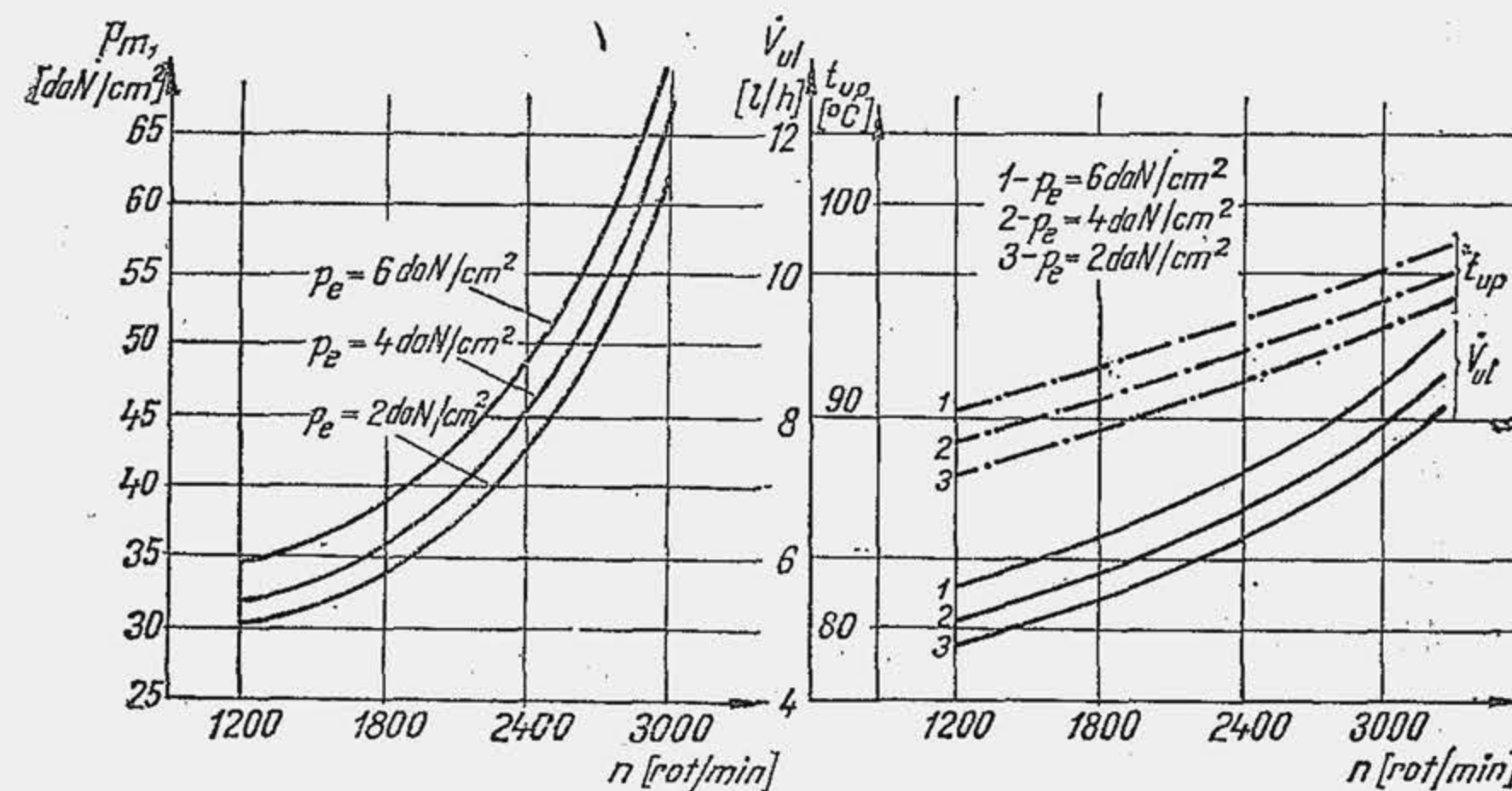


Fig. 19.26. Influența unor factori asupra presiunii medii și consumului de ulei din lagăr.

S-au adăugat recomandări pentru motoare de autovehicule. Pentru jocurile diametrice se pot lua orientativ următoarele valori, pentru fusuri între 50...100 mm diametru:  $\delta = (0,5 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} d_f$ , cu  $d_f$  în mm. Fiind precizat  $\delta$  se calculează  $\psi = \delta/d_f = \rho/r_f$ . Verificarea se face atât pentru jocul minim cât și pentru jocul maxim;

Tabela 19.7

Cîmpuri de toleranță \*

Diametre nominale [mm]	Poziția cîmpului de toleranță și precizie [ $\mu$ m]									
	Cuzinet **				Fus **					
	H7		H8		i6		f7		j6	
	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
Peste 18 pînă la 30	0	+21	0	+33	-20	-33	-20	-41	-4	+9
Peste 30 pînă la 50	0	+25	0	+39	-25	-41	-25	-50	-5	+11
Peste 50 pînă la 80	0	+30	0	+46	-30	-49	-30	-60	-7	+12
Peste 80 pînă la 120	0	+35	0	+54	-36	-58	-36	-90	-9	+13
Peste 120 pînă la 180	0	+40	0	+63	-43	-68	-43	-83	-11	+14
Peste 180 pînă la 250	0	+46	0	+72	-50	-79	-50	-96	-13	+16

\* STAS 8102-68; 8103-68.

\*\* Pentru motoare de autovehicule se recomandă: H7/f6; H8/f7; H7/j6.

3) se alege temperatura de intrare a uleiului în lagăr,  $t_{ui} = 85 \dots 98^\circ\text{C}$

4) se alege uleiul după standard;

5) se dau cîteva valori temperaturii  $t_{up}$  pentru a rezolva ecuația (19.18) ( $t_{up} = t_{u2}$ ). Pentru aceste valori se determină viscozitatea uleiului  $\eta_u(t_{up})$ . Cînd viscozitatea este dată în se determină cifra caracteristică  $u$  a uleiului (fig. 19.27) și se calculează  $\eta_u$  cu relația

$$\eta_u = u / (0,1 t_{up})^3 [\text{daNs/m}^2]. \quad (19.20)$$

Cînd se cunoaște viscozitatea cinematică se aplică relația lui Walther-Ubbelohde:

$$\nu = 10 \cdot (C/T)^a - 0,8, [\text{cSt}] \quad (19.20)$$

constantele  $a$  și  $C$  urmînd a se determina din aceeași relație, pentru fiecare ulei în parte, dacă se cunoaște viscozitatea la două temperaturi diferite în K;

6) se calculează coeficientul de încărcare a lagărului cu relația (19.10) pentru fiecare temperatură aleasă;

7) din figura 19.20, pentru  $\lambda$  dat, se citesc excentricitățile relative;

8) din figura 19.21 se citește funcția  $\Phi_u$ ;

9) se calculează coeficientul de frecare  $\mu_l$  cu relația (19.14);

10) se calculează  $\dot{Q}_{fl}$  din relația (19.12);

11) din figura 19.22 se citește funcția  $\Phi_V$ ;

12) se calculează debitul de ulei  $\dot{V}_{ul}$  din relația (19.17);

13) se calculează  $\dot{Q}_u$  din relația (19.15); se consideră  $t_{ue} = t_{up}$ ;

14) Se calculează  $\dot{Q}_l = (0,1 \dots 0,15) \dot{Q}_{fl}$ ;

15) se reprezintă grafic  $\dot{Q}_{fl} = f(t_{up})$  și  $\dot{Q}_u + \dot{Q}_l = f(t_{up})$  (fig. 19.28). Rezultă soluția ecuației (19.18). Temperatura găsită se verifică cu temperatura admisibilă ( $t_{ua}$ ), astfel că  $t_{up} < t_{ua} = 120^\circ\text{C}$ ;

16) pentru  $t_{up}$  găsit se recalculează în ordine  $\eta_u$ ,  $\Phi$ ,  $e_r$ ;

17) se determină jocul minim,  $h_{min} = \rho(1 - e_r)$ ;

18) se calculează coeficientul de siguranță la ungerea lichidă cu relația (19.19). Cînd nu se verifică ultima condiție, se reface calculul modificînd jocurile diametrice, uleiul (viscozitatea) sau eventual se redimensionează lagărul ( $\lambda$ )

**Exemplul numeric 19.1.** Să se verifice lagărul arborelui cotit al unui MAS cu turația  $n = 5500$  rot/min.

**R.** 1) Se cunoaște:  $\bar{p} = 50 \text{ daN/cm}^2$ ;  $d_f = 40 \text{ mm}$ ;  $l_f = 25 \text{ mm}$ ;  $\omega = \pi \cdot 5500/30 = 576 \text{ s}^{-1}$ ; 2) se alege  $\delta = 60 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$  și rezultă  $\psi = 60 \cdot 10^{-3}/40 = 1,5 \cdot 10^{-3}$ ; 3) se alege  $t_{ui} = 89^\circ\text{C}$ ; 4) se folosește ulei M 40 care are viscozitatea 12°E la  $50^\circ\text{C}$ ; 5) se precizează  $t_{up} = 103, 108, 113$ . 118°C și se calculează  $\eta_u$ ; pentru uleiul considerat rezultă  $u = 1,0$ ; la temperatura  $t_{up} = 108^\circ\text{C}$  (se prezintă un singur caz) se obține din relația (19.20):  $\eta_u = 1/(0,1 \cdot 108)^3 = 7,94 \cdot 10^{-4} (\text{daNs/m}^2)$ ; 6) se aplică (19.10):  $\Phi = 5,0 \cdot 10^4 \cdot (1,5 \cdot 10^{-3})^2 / 7,94 \cdot 10^{-4} \cdot 576 = 2,46$ ; 7) pentru  $\lambda = 25/40 = 0,625$  se citește din figura 19.20,  $e_r = 0,80$ ; 8) din figura 19.21 se citește  $\Phi_u = 3,1$ ; 9) se aplică relația (19.14):  $\mu_l = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3,1 = 3,25 \cdot 10^{-3}$ ; 10) se aplică (19.12):  $\dot{Q}_{fl} = 0,523 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^4 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2 \cdot (25 \cdot 10^{-3}) \cdot 5500 \cdot 3,25 \cdot 10^{-3} = 0,187 [\text{kJ/s}]$ ; 11) din figura 19.22 rezultă:  $\Phi_V =$

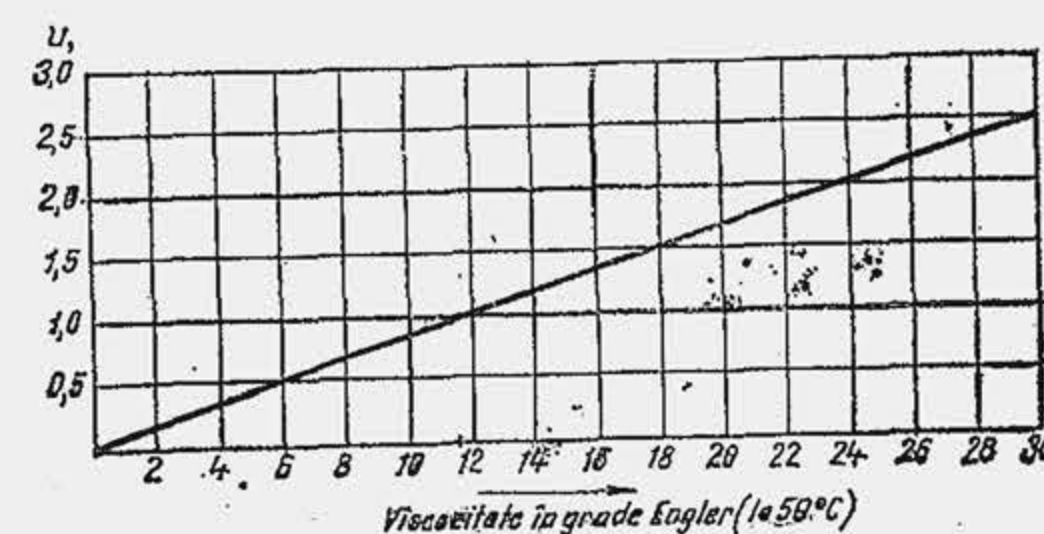


Fig. 19.27. Cifra caracteristică a uleiului.

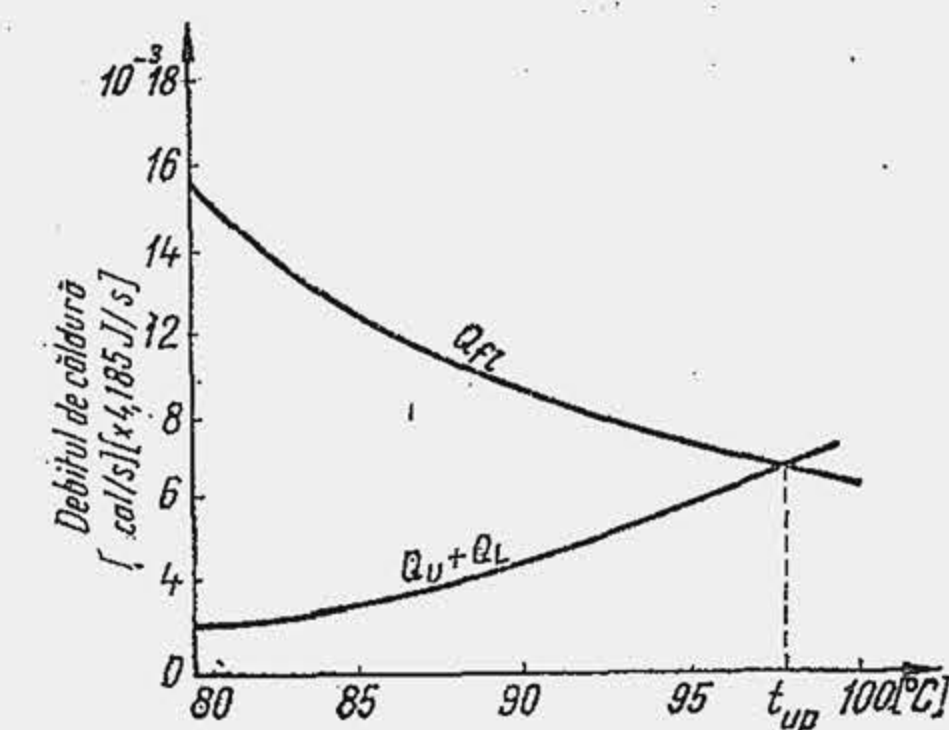


Fig. 19.28. Soluționarea grafică a ecuației de bilanț termic al lagărului.



$= 5,65 \cdot 10^{-6}$ ; 12) din relația (19.17) se obține:  $\dot{V}_{ul} = 1,047 \cdot 10^{-3} \cdot 5500 \cdot 60 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 5,65 \cdot 10^{-6} = 3,12 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^3/\text{s)}$ ; 13) se aplică relația (19.15):  $\dot{Q}_u = 1750 \cdot 3,12 \cdot 10^{-6} (108 - 79) = 0,158 \text{ [kJ/s]}$ ; 14) se calculează  $\dot{Q}_l = 0,15 \cdot 0,187 = 0,028 \text{ [kJ/s]}$ ; 15) se observă că  $\dot{Q}_{fl} \approx \dot{Q}_u + \dot{Q}_l$ , deci  $t_{up} = 108^\circ\text{C}$  reprezintă soluția căutată care satisface condiția  $t_{up} < 120^\circ\text{C}$ ; 16) deoarece  $t_{up} = 108^\circ\text{C}$  este o soluție, rezultă  $\eta_u$ ,  $\Phi$  și  $e_r$ ; 17) se determină jocul minim  $h_{min} = \rho(1 - e_r) = (\delta/2)(1 - e_r) = 30 \cdot 10^{-3}(1 - 0,8) = 6 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 6 \text{ }\mu\text{m}$ . Dacă  $h_a = 4 \text{ }\mu\text{m}$  rezultă  $\kappa = 6/4 = 1,5$ , deci coeficientul de siguranță este la limită.

Calculul debitului de ulei din sistemul de ungere se efectuează pe două căi. Cunoscând din calculul lagărului pe  $\dot{V}_{ul}$  se determină debitul de ulei pentru ungerea celor  $b$  fusuri ale arborelui cotit  $\dot{V}_{ua} = b \cdot \dot{V}_{ul}$ . Debitul de ulei în fusuri este aproximativ de 15...50% din debitul de ulei  $\dot{V}_u$  care trece prin magistrala de ulei; limita superioară se aplică la motoarele supraalimentate, cu pistoane răcite. Rezultă că debitul de ulei care circulă prin magistrală este

$$\dot{V}_u = (2 \dots 7) \dot{V}_{ua} \quad (19.21)$$

iar debitul livrat de pompa de ulei  $\dot{V}_{pu}$  se amplifică întrucât o parte din ulei trece prin supapele de siguranță

$$\dot{V}_{pu} = (1,5 \dots 2,5) \dot{V}_u \quad (19.22)$$

Debitul pompei de ulei se determină și pe baza bilanțului energetic, în ipoteza că uleiul preia căldura dezvoltată prin frecare, care reprezintă fracțiunea  $f_u$  din căldura degajată, adică  $\dot{Q}_u = f_u \cdot C_e \cdot \dot{Q}_i \text{ [kJ/h]}$ . Întrucât  $C_e = 10^{-3} c_e P_e \text{ [kg/h]}$ , unde  $c_e$  este în g/kWh, iar  $P_e$  în kW, rezultă

$$\dot{Q}_u = 10^{-3} f_u \cdot \dot{Q}_i \cdot c_e \cdot P_e \text{ [kJ/h]} \quad (19.23)$$

Știind că  $\dot{Q}_i = 40\,000 \dots 44\,000 \text{ kJ/kg}$  și că  $c_e = 230 \dots 300 \text{ g/kWh}$  rezultă

$$\dot{Q}_u = (9 \dots 13) \cdot 10^3 f_u P_e \quad (19.24)$$

valorile mai mici fiind pentru MAC.

Se admite că  $f_u = 0,02 \dots 0,06$ , valorile mai mari fiind pentru MAC supraalimentate cu pistoane răcite. Deci

$$\dot{Q}_u = (260 \dots 540) P_e \text{ [kJ/h]} \quad (19.25)$$

unde  $P_e$  este în kW. Debitul de ulei care trece prin magistrală este

$$\dot{V}_u = \dot{Q}_u / c_u \rho_u \Delta t_u \quad (19.26)$$

Cu valorile menționate anterior ( $c_u \rho_u = 1674 \dots 1883 \text{ kJ/m}^3 \text{ K}$ ;  $\Delta t_u = 15$ ) rezultă:

$$\dot{V}_u = (9 \dots 20) P_e \text{ [l/h]} \quad (19.27)$$

unde  $P_e$  este în kW. Pe baza datelor statistice s-a mai stabilit

$$\dot{V}_u = (6 \dots 13) n_p d_f^2 b \text{ [l/h]} \quad (19.28)$$

unde  $n_p$ , în rot/min, este turația de putere maximă;  $d_f$ , în m, diametrul fusului;  $b$  — numărul de fusuri. În ultimele relații limita superioară se alege pentru motoare supraalimentate, cu pistoane răcite.

Volumul de ulei din carter  $V_{uc}$  se determină în ipoteza că uleiul efectuează aproximativ 100...250 treceri pe oră, deci  $V_{uc} = \dot{V}_u / (100 \dots 250)$ . Valori de referință sînt date în tabela (19.8).

Tabela 19.8

Caracteristicile sistemului de ungere \*

Tipul motorului	$V_{uc}$ , în l	$\dot{V}_{pu}$ , în l/h
MAS turism MAS autocamioane, autobuze	$(0,065 \dots 0,13) P_e$ $(0,13 \dots 0,20) P_e$	$(20 \dots 34) P_e$
MAC fără răcirea pistonului MAC supraalimentat, cu răcirea pistonului	$(0,14 \dots 0,23) P_e$	$(25 \dots 40) P_e$ $(45 \dots 70) P_e$

\* Puterea, în kW

**Calculul pompei de ulei.** Debitul pompei de ulei se determină cu relația (19.22) din calculul hidrodinamic sau pe baza datelor statistice (tab. 19.8). Din relația (19.8) rezultă

$$l = \dot{V}_{pu} / 10^{-6} \pi D_p h n_{pu} \eta_{pu} \quad (19.29)$$

Tabela 19.9

Dimensiunile pompei de ulei cu angrenare exterioară

Parametrul	MAS	MAC
Diametrul $D_p$ [mm]	25...35	35...55
Numărul $z$	6...8	7...12
Înălțimea $h$ [mm]	7...10	8...10
Modulul $m$	3,5...5,0	4,0...4,5
Lungimea $l$	22...52	35...52

Viteza periferică a roților  $W_{pu}$  nu trebuie să depășească 5...6 m/s, întrucât, la valori mai mari  $\eta_{pu}$  se micșorează din cauza forțelor centrifuge. Turația pompei se alege de obicei jumătate din turația motorului, iar randamentul volumetric  $\eta_{pu} = 0,75 \dots 0,85$ . Diametrul primitiv va fi:

$$D_p = 60\,000 W_{pu} / \pi n_{pu} \text{ [mm]} \quad (19.30)$$



Se alege numărul de dinți  $z = 6 \dots 12$ , rezultă pasul  $p = \pi D_p/z$ , iar modulul  $m = p/\pi$  se verifică după STAS 822-61. Înălțimea dintelui se alege constructiv  $h = (2 \dots 2,3)m$ . Din relația (19.29) se determină  $l$ .  
Puterea necesară pentru antrenarea pompei va fi

$$P_{pu} = 10^{-3} \dot{V}_{pu} \Delta p_u / \eta_m \text{ [kW]}, \quad (19.31)$$

unde  $\dot{V}_{pu}$  este în  $\text{m}^3/\text{s}$ ,  $\Delta p_u$  în  $\text{N}/\text{m}^2$ , iar  $\eta_m = 0,85 \dots 0,9$ . Căderea de presiune se alege între  $3 \dots 8 \text{ daN}/\text{cm}^2$ ; jocul axial  $\Delta_a = 0,05 \dots 0,15 \text{ mm}$ ; jocul radial  $\Delta_r = 0,05 \dots 0,18 \text{ mm}$ . Valori orientative pentru dimensionare se arată în tabela 19.9.

#### BIBLIOGRAFIE

1. Aramă, C., Grünwald, B., Dudaș, Tr., Dănescu, Al., Apostolescu, N., Manole, A. *Combustibili și lubrifianți pentru motoare*. București, Editura tehnică, 1962.
2. Campbell, J. ș. a. *Bearings for reciprocating Machinery*. Inst. of Mech. Eng., P. 4. 1968.
3. Heid, R. W. *Controlling valve oil consumption*. SAE preprint, 249. C-SAE National Meeting, oct. 1960.
4. Manea, Gh., Săveanu, L., Buzdugan, Gh., Chișu, A. *Organe de mașini*. București, Editura Tehnică, 1956.
5. Marincaș, D., Negruș, E. *Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile*. București, Editura didactică și pedagogică, 1977.
6. Nica, Al. *Sisteme de lubrificație*. București, Editura tehnică, 1971.
7. Nagy, T. *Exploatarea autovehiculelor*. Universitatea Brașov, 1973.
8. Pavelescu, D., Mușat, M., Tudor, A. *Tribologie*. București, Editura didactică și pedagogică, 1977.
9. Rădulescu, G. A., Petre, I. *Uleiuri și ungerea autovehiculelor*. București, Editura tehnică, 1973.
10. Schilling, A., *Les huiles pour moteurs et le graissage des moteurs*. Vol. 1, 2. Paris, Publ. de l'IFP, 1962.
11. Vențev, S. V. *Smazka dvigatelei vnutrennego zgorania*. Moskva—Kiev, Mașghiz, 1963.
12. Vihert, M. M. ș. a. *Konstrukția i rasciot avtotraktornîh dvigatelei*. Moskva, Mașinostroenie, 1964.

## 20.

### SISTEMUL DE FILTRARE

#### 20.1. INDICII DE EFICIENȚĂ AI FILTRĂRII

Aerul, combustibilul și uleiul care evoluează în motor conțin impurități. Aerul atmosferic conține particule solide de dimensiuni diferite, într-o proporție variată. Impuritățile din aer se împart în două grupe: particule de praf, provenite din sol, care au dimensiuni cuprinse între 1 și  $250 \mu\text{m}$ , și particule de funingine rezultate din arderea combustibilului, care au dimensiuni sub  $1 \mu\text{m}$ . La rîndul lor, particule de praf se clasifică după compoziția granulometrică în: particule fine ( $1 \dots 5 \mu\text{m}$ ); particule medii  $5 \dots 10 \mu\text{m}$ ; particule mari ( $10 \dots 50 \mu\text{m}$ ); particule groșiere ( $50 \dots 250 \mu\text{m}$ ).

Concentrația de praf din atmosferă variază în raport cu natura solului, grosimea stratului de praf depus pe șosea, dimensiunile și masa particulelor, distanța de la sol etc. Pe șosele asfaltate concentrația prafului în aer ajunge la  $5 \text{ mg}/\text{m}^3$ , adică  $0,004\%$ , pe șosele pietruite la  $50 \dots 100 \text{ mg}/\text{m}^3$ , iar pe drumuri de șantier pînă la  $1000 \text{ mg}/\text{m}^3$ , adică aproape pînă la  $1\%$ . Dacă, în condiții date concentrația de praf în aer este de  $5 \text{ g}/\text{m}^3$  la  $0,5 \text{ m}$  înălțime, la  $2,0 \text{ m}$  se reduce de 10 ori. Particulele fine de praf, de  $2 \dots 3 \mu\text{m}$ , se mențin în aer mai multe ore; particulele groșiere de  $100 \mu\text{m}$  se depun pe sol după cîteva minute. Compoziția chimică a prafului variază cu natura solului. De obicei cuarțul ( $\text{SiO}_2$ ) este în proporția cea mai mare, în medie  $75\%$ . În proporție de  $15 \dots 20\%$  se găsesc substanțe organice și produse alcaline; în rest se găsesc diferiți oxizi:  $\text{CaO}$ ,  $\text{MgO}$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Particulele abrazive de cuarț sînt cele mai agresive deoarece au muchii numeroase, colțuri ascuțite și duritate ridicată. Duritatea lor măsurată pe scara mineralogică Mohs este egală cu 9 unități, față de  $6 \dots 8$  unități duritatea fontei și oțelului.

Particulele de praf aspirate în cilindru odată cu aerul se depun pe oglinda acestuia și intensifică uzarea cilindrului, pistonului și segmentului, pătrund în combustibil și accelerează procesul de uzare a organelor de precizie ale sistemului de injecție, ajung în ulei și sporesc gradul de uzare a cuzineților.

Combustibilul se impurifică cu particule de praf în timpul transportului și conservării, îndeosebi prin contact cu aerul. Conținutul mediu de impurități mecanice în combustibil variază în limite largi de la 3 la  $5 \text{ mg}/\text{kg}$ , în condiții urbane, pînă la  $3 \dots 400 \text{ mg}/\text{kg}$ , pe drumuri neamenajate de țară sau pe terenuri nisipoase.

Uleiul este supus unor acțiuni externe și interne care-i modifică calitățile de ungere. În timpul funcționării motorului are loc un proces fizic de impurificare a uleiului: particulele metalice ale pieselor uzate, praful atmosferic,



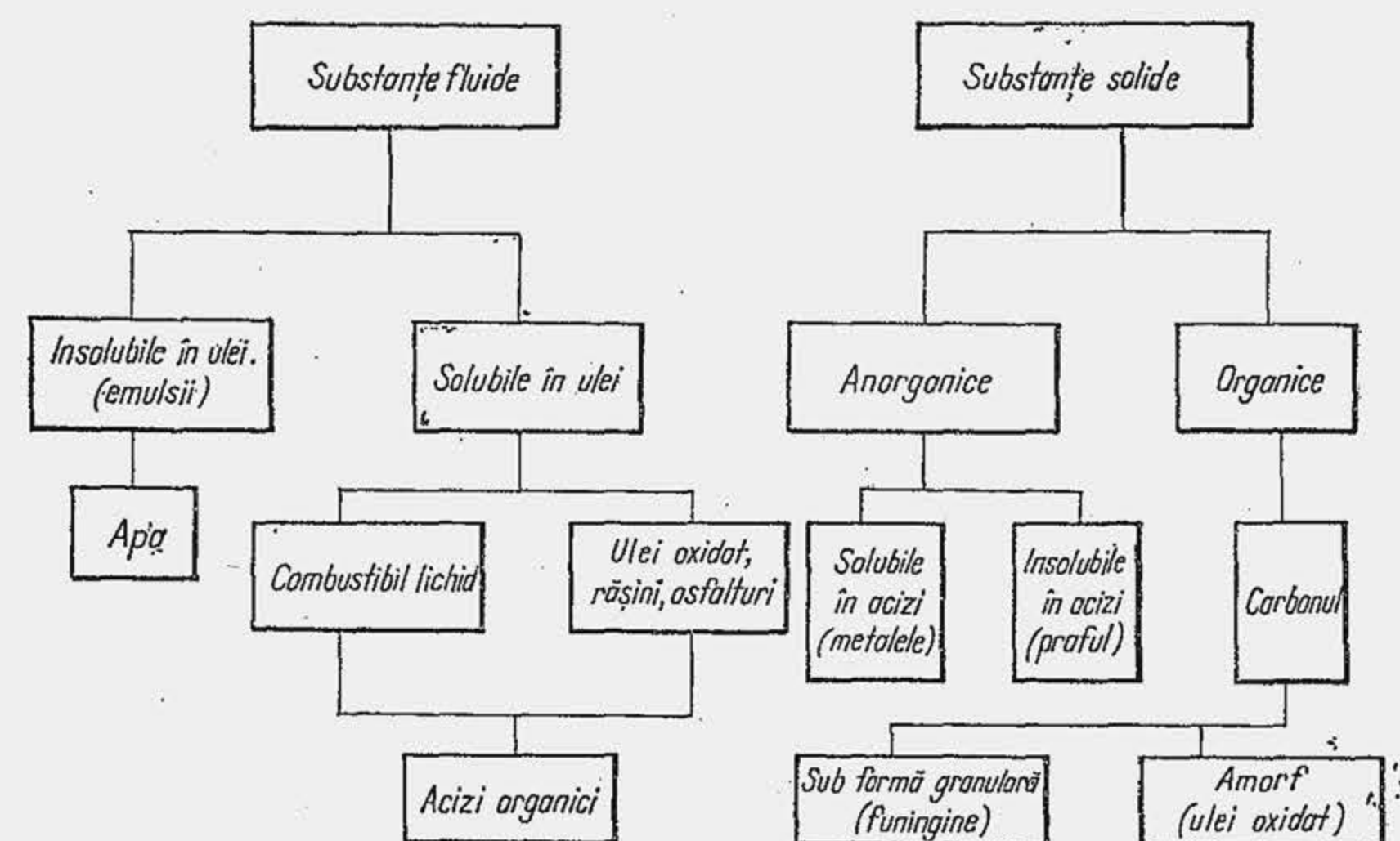


Fig. 20.1. Natura substanțelor care ajung în ulei.

rugina, nisipul de turnare, funinginea, calamina, resturile de combustibil neurs, apa ajung în carter, se dispersează sau se dizolvă în ulei, se acumulează într-o proporție ridicată (2...10%) și fac uleiul practic inutilizabil. În paralel cu impurificarea are loc un proces chimic de alterare sau îmbătrânire a uleiului, care este în esență un proces de oxidare. În carter se formează substanțele lipicioase, unsuroase sau gelatinoase, denumite într-un cuvânt depozite. În figura 20.1 se indică natura substanțelor care ajung în ulei.

Impuritățile din aer, combustibil și ulei micșorează siguranța în funcționare și durabilitatea motorului. Operația de separare a fazei solide în suspensie, dintr-un amestec solid-fluid în mișcare se numește filtrare. Aparatul cu care se realizează operația de filtrare se numește filtru. Efectul filtrării aerului și uleiului asupra uzării medii a diferitelor organe ale motorului se arată în tabela 20.1. Teoretic, filtrarea trebuie să fie completă. Acest deziderat impune adoptarea unor filtre al căror cost este foarte ridicat. De aceea, în mod practic filtrarea este imperfectă. Se naște întrebarea: pînă la ce limită poate merge imperfecțiunea filtrării?, imperfecțiune care se evaluează prin pragul de filtrare, adică prin diametrul maxim al particulelor, care trec prin

Tabela 20.1

Influența filtrării asupra uzurii, consumului de ulei și impurităților din ulei (în %)

Feul filtrării	Cămăși de cilindru	Piston	Segmenți	Tije de supapă	Paliere	Manetoane	Cuzineții fusului palier	Cuzineții fusului maneton	Consum de ulei	Impurități în ulei
Fără filtre	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Filtrare cu filtru de aer	26	29	19	58	76	76	18	22	60	59
Filtrare cu filtru de aer și filtru de ulei în derivație	5	31	2,0	46	24	8	11	5	24	7
Filtrare cu filtru de aer și filtru de ulei în serie	2,1	16,5	0,5	34	0	0	0,4	2	12,3	12

filtru. Pragul optim de filtrare reprezintă o problemă de eficiență economică (fig. 20.2).

La stabilirea pragului de filtrare trebuie avut în vedere că valoarea maximă a uzurii la aceleași dimensiuni ale particulelor nu este aceeași pentru toate organele motorului. Segmentul este organul cel mai sensibil la acțiunea prafului. Uzura lui maximă se produce cu o particulă mult mai mică decât aceea care produce uzura maximă a cuzinetului și fusului. La aceasta contribuie jocul diferit dintre piese și duritatea diferită a materialelor. De aceea se poate conchide că filtrarea aerului trebuie să fie cât mai fină, pragul de filtrare situându-se aproximativ la 2  $\mu\text{m}$ .

Particulele mecanice din combustibil produc uzura organelor de precizie ale sistemului de injecție, pe mai multe căi, în raport cu dimensiunea lor. Particulele cu diametrul mai mare prinse între muchiile pistonului-serțar și marginile orificiilor de alimentare (fig. 20.3, a) sînt sfărîmate, teșesc marginile și schimbă cursa utilă a pistonului. O parte din așchiile particulei ajung între pistonul-serțar și cilindru, determinînd o acțiune abrazivă. Restul așchiilor împreună cu alte particule, care s-au strecurat prin orificiul de alimentare, ajung la supapa de refulare și la acul injectorului și produc o uzare de eroziune, precum și o uzare de distrugere locală la așezarea celor două organe pe sediu (b și c), ceea ce compromite etanșarea. Pragul optim de filtrare a motorinei se limitează la 2...3  $\mu\text{m}$ .

La stabilirea pragului de filtrare pentru ulei se consideră că diametrul particulelor dure din ulei nu trebuie să depășească 5  $\mu\text{m}$  deoarece particulele abrazive cu dimensiuni mai mici decît jocul dintre suprafețele în frecare se înglobează în pelicula de ulei și nu ating suprafețele (fig. 20.3, d). Totuși, s-a constatat că la o creștere a concentrației de șase ori a particulelor de praf de 2  $\mu\text{m}$  din aer, uzura primului segment a sporit de patru ori, ceea ce arată că nu se poate stabili o dependență strictă între mărimea jocurilor dintre piese

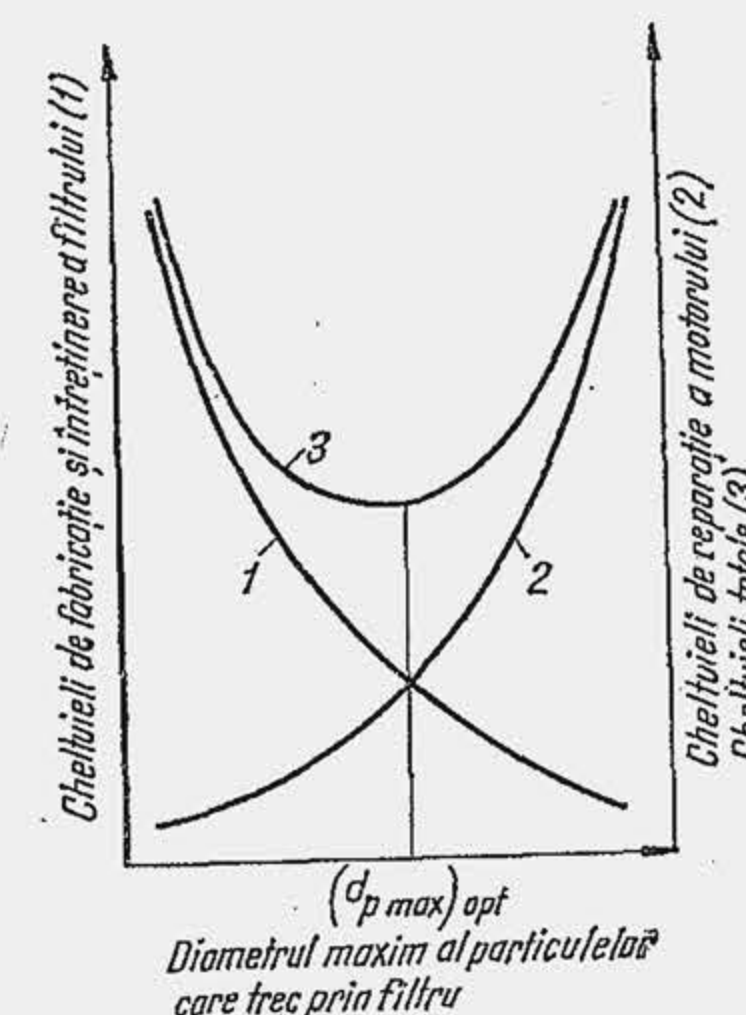


Fig. 20.2. Determinarea pragului optim de filtrare.

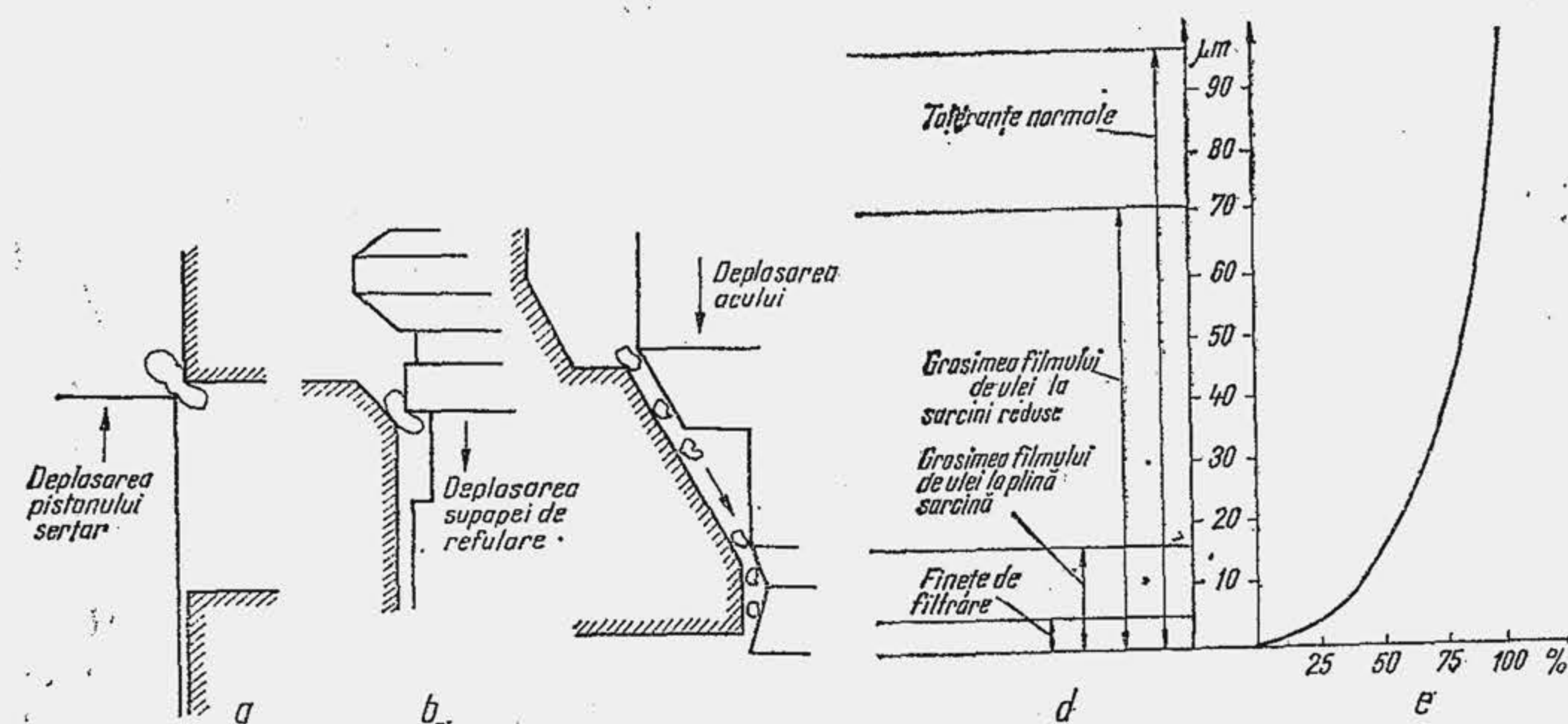


Fig. 20.3. Mecanismul de uzură abrazivă și mărimea jocurilor din lagăr.



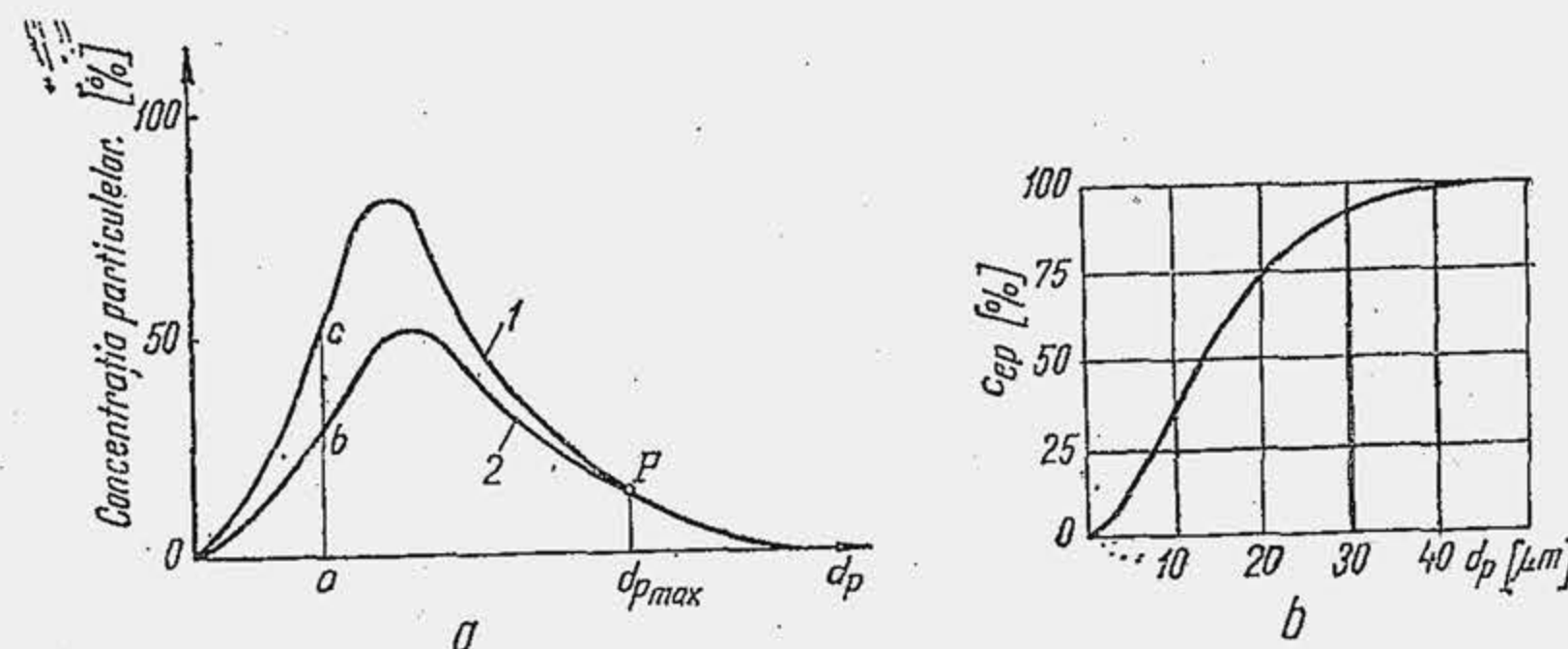


Fig. 20.4. Distribuția concentrației particulelor de praf (a) și valoarea relativă a coeficientului de epurare (b).

și dimensiunile particulelor de praf. În (e) se arată distribuția granulometrică a unei probe de praf pe șosea. Se observă că particulele de praf de 5 μm, mult mai mici decât grosimea peliculei de ulei la funcționarea motorului în plină sarcină, reprezintă 30% din probă. Întrucât concentrația particulelor de impurități joacă un rol important în dezvoltarea procesului de uzare, se deduce că pragul de filtrare nu poate fi singurul indice care caracterizează eficiența filtrării. Acest fapt are o deosebită importanță în practica filtrării, deoarece impune definirea unui al doilea indice fundamental care caracterizează eficiența procesului de filtrare, și anume coeficientul de epurare. Se numește *coeficient de epurare* raportul dintre cantitatea de impurități reținută în filtru și cantitatea de impurități din fluid înainte de filtrare. Dacă se notează cu  $C_i$  conținutul inițial de impurități din fluid și cu  $C_f$  conținutul de impurități după filtrare, atunci coeficientul de epurare  $c_{ep}$  se definește prin relația:

$$c_{ep} = (C_i - C_f)/C_i.$$

În figura (20.4, a) se arată curba de distribuție a concentrației particulelor de praf după diametrul particulelor 1 și curba de distribuție a concentrației reținute în filtru 2. Se observă că raportul ordonatelor  $ab/ac$  este tocmai coeficientul de epurare. Punctul  $P$  în care curbele se întâlnesc reprezintă pragul de filtrare. Pentru particulele cu  $d_p < d_{pmax}$  coeficientul de epurare este variabil. În (b) se arată variația coeficientului de epurare, în procente, după diametrul particulelor; pe măsură ce diametrul particulelor se micșorează, coeficientul de epurare devine tot mai mic.

## 20.2. ELEMENTE DIN TEORIA FILTRĂRII

Operația de filtrare se poate efectua pe două căi și anume: 1) se trece fluidul printr-un mediu filtrant care reține faza solidă la suprafață (filtrarea superficială prin suprafață poroasă) sau în masa lui (filtrarea în adâncime prin strat poros\*); 2) se imprimă fluidului o mișcare dirijată într-un câmp de forțe centrifuge, magnetice, electrice sau gravitaționale.

*Filtrarea prin membrană poroasă* se efectuează cu ajutorul unui filtru, reprezentat dintr-un vas separat în două compartimente de către o membrană

\* În cele ce urmează, pentru simplificare, suprafața sau stratul filtrant se numește *membrană poroasă*.

filtrantă poroasă. Între cele două compartimente se creează o diferență de presiune, datorită căreia fluidul de filtrat trece dintr-un compartiment în altul, prin membrană. Particularitatea principală a unei membrane filtrante este aceea că ea conține un număr mare de pori care fac posibilă trecerea fluidului și reținerea particulelor solide în suspensie.

Particulele solide pot fi reținute de membrana poroasă în mai multe feluri. Filtrarea unui fluid prin reținerea particulelor în porii membranei reprezintă un caz tipic de filtrare, numit *filtrare cu astuparea porilor*. Un alt caz caracteristic de filtrare este *filtrarea cu formare de precipitat*. Dacă dimensiunile particulelor solide sînt mai mari decât dimensiunile porilor, atunci ele sînt reținute pe suprafața membranei, formînd un strat de precipitat care îndeplinește aceeași funcție ca și membrana poroasă. Se poate forma un strat de precipitat chiar și în cazul în care dimensiunile particulelor sînt mai mici decât dimensiunile porilor. Cazul filtrării cu formare de precipitat se întîlnește în practică mai des decît cazul filtrării cu astuparea porilor. Cel mai adesea, procesele de filtrare reprezintă cazuri intermediare.

Procesul de filtrare prin membrană poroasă are un grad înalt de complexitate. El depinde de un grup de factori, denumiți microfactori, care acționează la scara microscopică (dimensiunile medii și forma porilor membranei și precipitatului, potențialul electrocinetic care apare la limita de separare dintre faza solidă și faza lichidă etc.) și de un al doilea grup de factori, denumiți macrofactori, care acționează la scara dimensiunilor mari (diferența de presiune, viscozitatea, suprafața membranei etc.). În prezent, numai acțiunea macrofactorilor se poate determina cu un grad ridicat de precizie, prin măsurări directe.

Filtrarea prin membrană poroasă este un proces hidrodinamic. Ecuația diferențială a filtrării printr-o membrană incompresibilă se obține plecînd de la observația că volumul elementar de fluid  $dV$  [m<sup>3</sup>], care trece printr-un mediu filtrant într-un interval de timp elementar  $d\tau$  [s], este proporțional cu diferența de presiune  $\Delta p$  \*, [daN/cm<sup>2</sup>] cu suprafața de filtrare  $F$  [m<sup>2</sup>] și invers proporțional cu viscozitatea fluidului  $\eta$  [daNs/m<sup>2</sup>] și cu *rezistența totală* a membranei și a precipitatului  $R$  [m<sup>-1</sup>], adică:

$$dV/d\tau = \Delta p \cdot F / \eta \cdot R \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (20.1)$$

Se numește *viteză de filtrare* debitul de fluid care trece printr-o membrană de suprafață unitară, adică:

$$W = dV/F d\tau \text{ [m}^3/\text{m}^2\text{s]}. \quad (20.2)$$

Se observă că viteza de filtrare reprezintă viteza liniară aparentă de trecere a fluidului prin membrană deoarece se măsoară în m/s. Pe baza relației (20.2) ecuația (20.1) devine:

$$W = \Delta p / \eta R \text{ [m/s]}. \quad (20.3)$$

Din ultima relație se definește *rezistența totală*  $R$ , care este diferența de presiune care acționează pe fețele membranei și precipitatului raportată la

\*  $\Delta p$  reprezintă rezistența gazodinamică sau hidraulică a membranei sau a filtrului.



viscozitatea fluidului și viteza de filtrare. Rezistența totală de filtrare reprezintă suma rezistențelor membranei filtrante  $R_m$  și a stratului de precipitat  $R_p$ , adică  $R = R_m + R_p$ , iar diferența totală de presiune  $\Delta p$  este suma căderilor de presiune pe membrana filtrantă  $\Delta p_m$  și pe stratul de precipitat  $\Delta p_p$ , adică  $\Delta p = \Delta p_m + \Delta p_p$ . În cazul filtrării prin medii poroase incompresibile, când porii membranei nu sînt astupați de particule solide, se poate considera  $R_m = \text{ct.}$  Rezistența stratului de precipitat variază în timpul filtrării de la valoarea zero (în momentul inițial, cînd grosimea stratului de precipitat este nulă) pînă la o valoare maximă la sfîrșitul filtrării.

Adesea este comod să se studieze procesul de filtrare considerînd o membrană de suprafață unitară. În acest caz se definește noțiunea de volum superficial de filtrat  $q$  raportul

$$q = V/F \text{ [m]}. \quad (20.4)$$

Creșterea rezistenței totale de filtrare ( $dR$ ) raportată la creșterea volumului superficial de filtrat ( $dq$ ) reprezintă *gradul de creștere a rezistenței totale*. Se demonstrează că în cazul filtrării cu formare de precipitat gradul de creștere a rezistenței de filtrare este invariabil, adică  $dR/dq = C$ , iar viteza de filtrare crește liniar cu  $\Delta p$ .

Se arată că filtrarea cu astuparea totală a porilor reprezintă un caz mai dezavantajos de filtrare, deoarece, gradul de creștere a rezistenței totale sporește repede pe măsura desfășurării procesului, și anume crește cu pătratul rezistenței totale:  $dR/dq = CR^2$ .

În practică se întîlnesc încă două cazuri caracteristice de filtrare și anume filtrarea cu astuparea parțială a porilor, denumită uneori filtrare standard, și filtrarea de tip intermediar. Filtrarea cu astuparea parțială a porilor presupune că în timpul filtrării porii capilari ai membranei își micșorează treptat secțiunea de trecere datorită particulelor solide reținute pe pereții lor; în acest caz se obține:  $dR/dq = CR^{1.5}$ . Filtrarea intermediară presupune că procesul are loc atît prin astuparea treptată a porilor cît și datorită reținerii de precipitat pe suprafața membranei astfel că  $dR/dq = CR$ .

Dintre cele patru cazuri tipice de filtrare, primele două cazuri reprezintă cazuri extreme. În toate cazurile rezistența totală de filtrare este alcătuită din rezistența membranei și o rezistență suplimentară determinată respectiv de: 1) stratul de precipitat de pe suprafața membranei; 2) particulele solide care astupă complet porii; 3) particulele solide care sînt reținute în pori, blocîndu-i parțial; 4) particulele solide reținute în pori și stratul de precipitat format pe suprafața membranei. Apariția unei rezistențe suplimentare în timpul filtrării impune spălarea periodică a membranei filtrante sau înlocuirea ei, pentru ca procesul de filtrare să se desfășoare eficient. De aceea apare necesitatea întreținerii periodice a filtrelor de aer, combustibilul și ulei, ceea ce ridică cheltuielile de exploatare a automobilului. Cele patru cazuri de filtrare se supun legii generale:

$$dR/dq = CR^n, \quad (20.5)$$

unde  $n = 0; 1; 1.5; 2$ , în ordine pentru: filtrare cu formare de precipitat, filtrare intermediară, filtrare cu astuparea parțială a porilor, filtrare cu astuparea totală a porilor. Se observă că cel mai avantajos caz pentru exploatare este  $n = 0$  deoarece, la filtrarea cu formarea de precipitat rezistența totală crește cel mai încet pe măsură ce se desfășoară procesul de filtrare; ca urmare și frecvența lucrărilor de întreținere va fi mai redusă.

Legile filtrării au fost verificate prin încercări experimentale efectuate cu diverse filtre care echipează un motor. Pentru exemplificare se prezintă cazul filtrelor de combustibil pentru MAC. La încercarea unui filtru se de-

termină caracteristica de impurificare, adică dependența dintre căderea de presiune și masa de precipitat  $\Delta p(m_p)$ , la o viteză constantă. Masa de precipitat este  $m_p = \bar{v}_p V \rho_p$  unde  $\bar{v}_p$  [m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>] este volumul de precipitat din 1 m<sup>3</sup> de combustibil;  $V_c$  — volumul de fluid care se filtrează, iar  $\rho_p$  — densitatea precipitatului. Din relația (20.4) rezultă  $V = F \cdot q$  sau  $m_p = \bar{v}_p \rho_p F \cdot q$ . Integrînd ecuația diferențială (20.5) se obțin, pentru diferite cazuri de filtrare, relațiile:

$$q = C_1 \Delta p - C_2 \quad (a); \quad q = C_3 \ln \Delta p / \Delta p_m \quad (b)$$

$$q = C_a \eta^a W^a [1/\Delta p_m^a - 1/\Delta p^a] \quad (c). \quad (20.6)$$

Relația (a) corespunde cazului  $n=0$ ; relația (b) — cazului  $n=1$ ; relația (c) — cazului  $n=1.5$  ( $a = 0.5$ ) și cazului  $n=2$  ( $a=1$ );  $C_{0.5} \neq C_1$ . Substituind pe  $q$  în expresia lui  $m_p$  se obține caracteristica de filtrare  $\Delta p(m_p)$ .

În figura 20.5 se arată caracteristica de impurificare a unui filtru de motorină cu membrană filtrantă de bumbac (a) și a unui filtru de motorină cu membrană filtrantă formată din vată de zgură (b). În primul caz curba corespunde bine cu ecuația filtrării intermediare ( $n=1$ ), iar în al doilea caz cu ecuația filtrării cu astuparea totală a porilor ( $n=2$ ). În (c) se arată caracteristica de impurificare a unui filtru de motorină cu membrană de hîrtie. Pe curba 1 se disting trei porțiuni caracteristice. Pe prima porțiune (de la a la b), curba ascultă de legea filtrării intermediare (rel. 20.6, b); pe ultima porțiune (de la c la d)  $\Delta p$  variază liniar, dependență caracteristică filtrării cu formare de precipitat (rel. 20.6, a). Porțiunea intermediară nu corespunde nici uneia din cele patru ecuații caracteristice, ceea ce arată că cele patru tipuri caracteristice de filtrare nu epuizează toate cazurile posibile.

Curba 1 a fost ridicată la o funcționare neîntreruptă a filtrului. La motoarele de autovehicul procesul de filtrare se desfășoară cu întreruperi frecvente. În acest caz durata de serviciu calculată nu coincide cu cea determinată în exploatare. Această diferență este provocată de un fenomen, cunoscut în literatură sub denumirea de *efectul de filtrare*, care constă în creșterea rezistenței de filtrare la trecerea unui lichid pur printr-o membrană poroasă. Efectul de filtrare este datorat

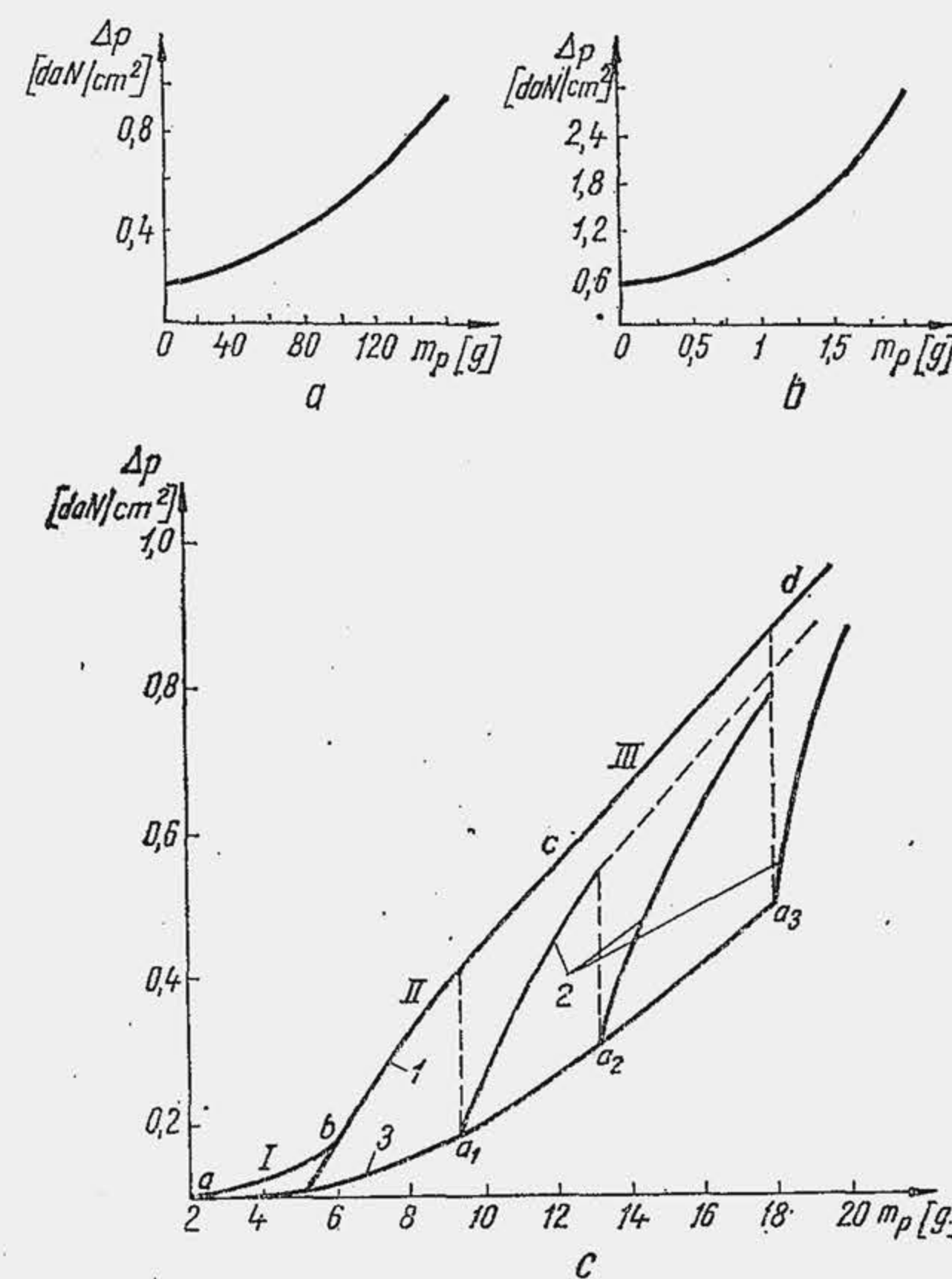


Fig. 20.5. Caracteristici de impurificare a filtrului.



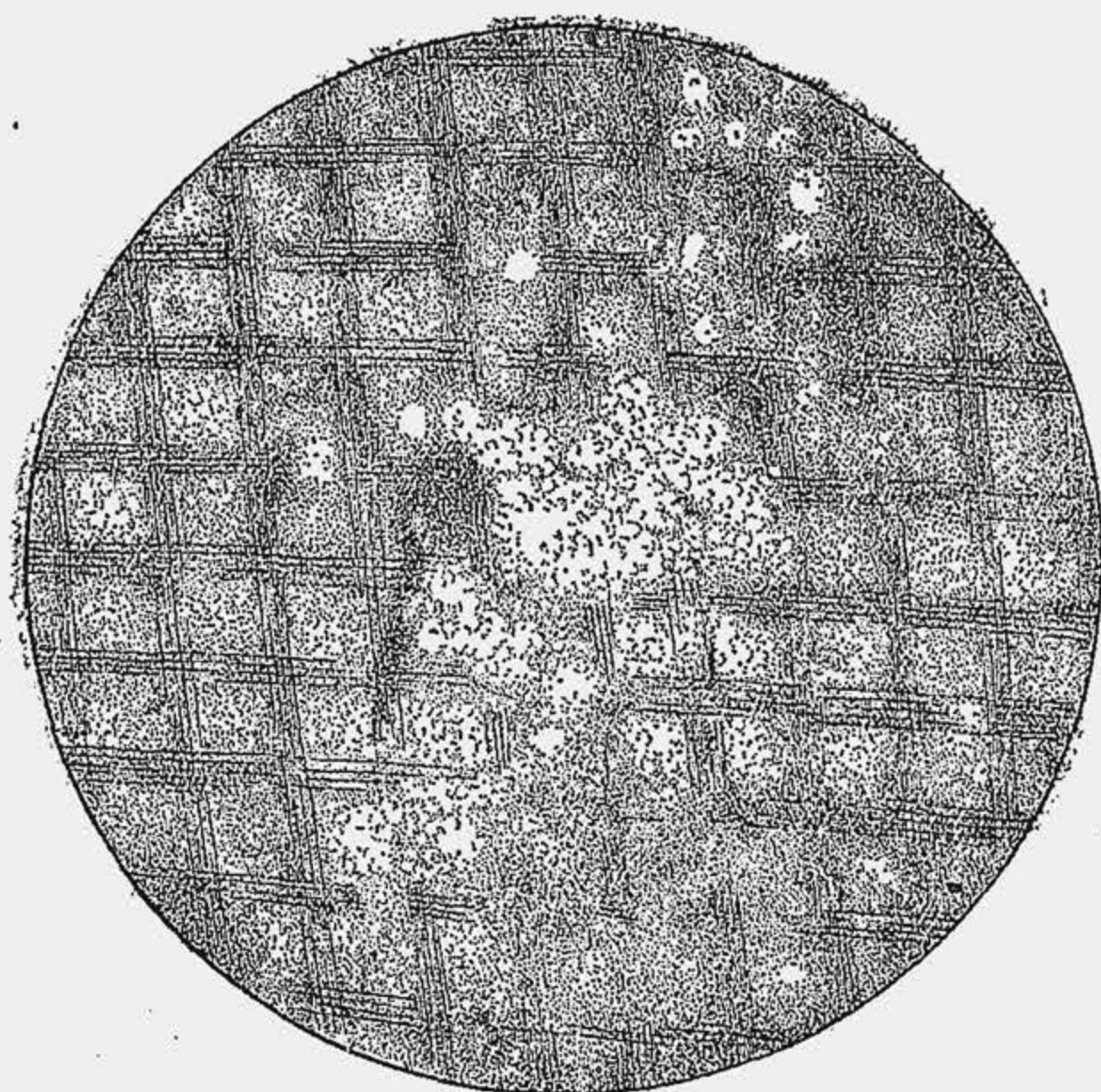


Fig. 20.6. Fotografia bulelor de gaz la trecerea motorinei prin membrana filtrantă.

bulelor de gaz dizolvate în combustibil care astupă porii membranei. La întreruperea procesului, solubilitatea gazului în lichid crește, bulele de gaz se dizolvă în lichid și eliberează porii, iar rezistența membranei la reluarea procesului va fi mai mică decât la întreruperea lui (punctele  $a_1$ ,  $a_2$  și  $a_3$  se situează sub curba 1). La o frecvență mare de întrerupere a filtrului caracteristica reală de impurificare este reprezentată de curba 3. Curbele 2 arată creșterea rezistenței de filtrare între două întreruperi. Bulele de gaz, care se formează la trecerea motorinei printr-o membrană filtrantă transparentă, s-au înregistrat pe peliculă fotografică (fig. 20.6).

Durata de serviciu a unei membrane filtrante depinde

de legile filtrării. În adevăr, dacă  $\tau_{lim}$  este timpul de funcționare a filtrului până la îmbăcsire, atunci din relațiile (20.2) și (20.4) rezultă  $\tau_{lim} = q_{lim}/W$ . Pentru un filtru dat ( $F = ct$ ) viteza de filtrare este proporțională cu debitul de combustibil (aer sau ulei), care în regim nominal are o valoare determinată. Diferența de presiune care acționează pe fețele membranei este limitată de rezistența membranei și de eficiența economică. Fie  $\Delta p = \Delta p_{lim}$  diferența de presiune maximă admisibilă. Din relația (20.6) rezultă că  $q_{lim} = f(\Delta p_{lim})$ , deci  $\tau_{lim}$  depinde numai de alura de variație a funcției  $f(\Delta p_{lim})$ , adică de tipul filtrării. În cazul  $n=0$ , durata de serviciu a filtrului poate fi sporită prin mărirea diferenței de presiune  $\Delta p$ , deoarece rezistența membranei este în general neglijabilă ( $\Delta p_m \ll \Delta p$ ); este cazul cel mai avantajos deoarece  $q$  crește încet cu  $R$ . În cazurile  $n = 1,5$  și  $n = 2,0$ , durabilitatea filtrului poate fi sporită dacă se reduce rezistența membranei, adică se micșorează  $\Delta p_m$ , întrucât  $\Delta p$  nu poate fi sporit sensibil. În cazul  $n = 1$ , durabilitatea poate fi sporită acționând fie asupra lui  $\Delta p$ , fie asupra lui  $\Delta p_m$ .

Filtrarea centrifugă separă particulele solide în suspensie prin deplasarea curenților de fluid pe o traiectorie circulară. Aparatul pentru separarea prafului din aer sub acțiunea forței centrifugale se numește *ciclon* și este format din o manta verticală 1 (fig. 20, 7, a), cilindrică la partea superioară și conică la partea inferioară. Aerul este adus în ciclon prin conducta 2, dispusă orizontal, tangențial la manta (b și c). În interiorul mantalei se prevede conducta concentrică 3 prin care se evacuează din ciclon aerul filtrat. Praful separat se adună în buncărul 4. Mișcarea aerului în ciclon are un caracter complex. Datorită poziției tangențiale a conductei 2, aerul efectuează o mișcare de rotație în jurul conductei centrale 3. Depresiunea din interiorul conductei 3 produce un efect de aspirație, iar aerul efectuează o mișcare axială în manta. Datorită celor două mișcări simultane, traiectoria curenților de aer ia forma unei spirale care se prelungește până la baza mantalei. Ca urmare, în manta apare un curent de aer descendent. Din cauza forței centrifuge, pe periferia mantalei apare o presiune suplimentară, iar în partea centrală o ușoară depre-

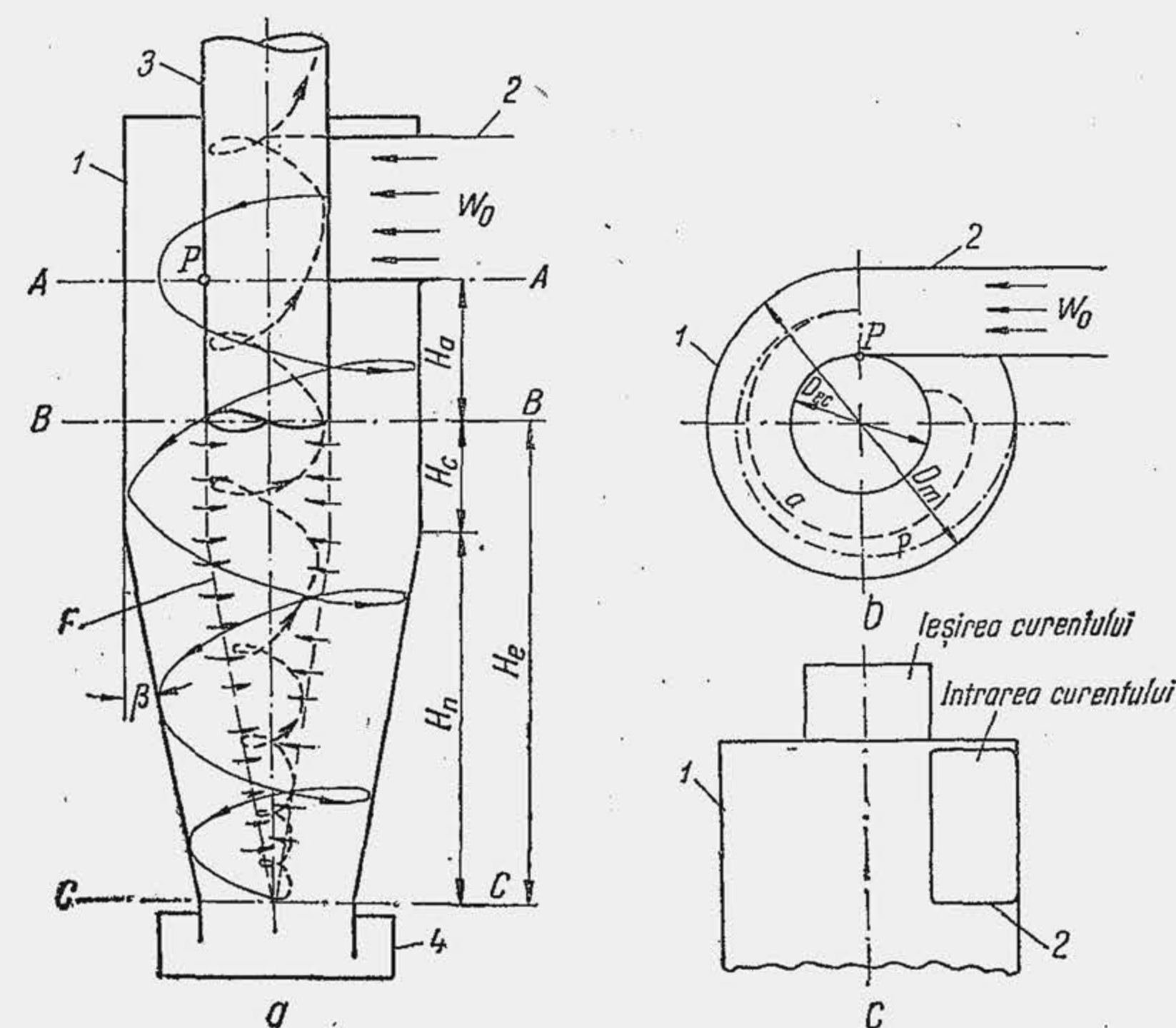


Fig. 20.7. Schița ciclonului pentru filtrarea aerului.

siune. Deoarece pe direcția radială ia naștere un gradient de presiune, sub acțiunea lui se formează un curent de aer care se deplasează de la periferie spre centru, trece prin suprafața imaginată  $F$  și se îndreaptă spre interiorul conductei 3. Mișcarea centripetă a aerului împreună cu mișcarea de rotație și cu mișcarea axială ascendentă determină apariția unui al doilea curent în ciclon, de sens contrar primului, care se deplasează tot după o spirală (spirală interioară). Particulele de praf în suspensie sînt antrenate de aer în mișcarea circulară și axială. Viteza rezultantă a particulei este suma următoarelor componente: viteza tangențială  $W_t$ , viteza radială  $W_r$  și viteza axială  $W_a$ . Sub acțiunea forței centrifuge particulele urmează o traiectorie ( $p$ ) diferită de traiectoria aerului ( $a$ ). Particulele ajung pe periferia mantalei, se depun pe pereții cilindrici, cad în partea conică și se strîng în buncărul ciclonului. De aici se elimină prin curățire periodică manuală sau continuă cu ajutorul unui ejector care funcționează cu gaze de evacuare. Deplasarea radială a particulei spre periferia mantalei este condiția principală pentru purificarea aerului. Se observă însă că apariția curenților radial invers perturbă procesul de purificare și în ultimă instanță determină pragul de filtrare și gradul de curățire a aerului, deoarece el antrenează particulele foarte fine spre conducta centrală 3.

Mișcările complicate ale aerului și particulelor nu cunosc încă o descriere matematică completă. În general, mișcarea radială se simplifică considerînd că este uniformă. Ca urmare, forța centrifugă a particulei,  $F_c = (\pi d_p^3/6) (\rho_p - \rho_a) r \omega_p^2$  este egală cu rezistența aerului, definită de legea lui Newton,  $R_a = \xi (\pi d_p^2/4) \rho_a W_r^2/2$ ; din egalitatea  $F_c = R_a$  rezultă viteza radială

$$W_r = [(4/3) (\rho_p/\rho_a - 1) d_p r \omega_p^2 / \xi]^{0.5}, \quad (20.7)$$



unde  $\rho_p/\rho_a$  sînt densitățile particulelor, respectiv aerului;  $d_p$  — diametrul particulei;  $r$  — distanța radială de la axa mantalei;  $\omega_p$  — viteza unghiulară a particulei;  $\xi$  — coeficientul de rezistență. Pentru  $Re \leq 2$ ,  $\xi = 24/Re$  — legea lui Stokes ( $Re$  — numărul Reynolds). În relația (20.7),  $W_r = dr/d\tau$ , iar prin integrare rezultă  $\tau_m$  — timpul necesar ca particula să ajungă de la periferia conductei centrale, de diametru  $D_c$  la periferia mantalei, de diametru  $D_m$ . Se presupune că mișcarea radială este uniformă și rezultă o relație suplimentară pentru timpul  $\tau_m = (D_m - D_c)/2 W_r$ , care asociată cu integrala ecuației diferențiale (20.7) permite eliminarea timpului  $\tau_m$  și definirea unei dependențe  $W_r(d_p)$ . Pentru o viteză  $W_r$  dată se poate calcula diametrul maxim al particulelor care se separă integral. Se obține

$$d_{p\max} = 13,4 [(\eta_a D_c / (\rho_p - \rho_a)) W_r / W_t^{10,5}], \quad (20.8)$$

unde  $W_t$  este viteza tangențială a particulei la periferia conductei centrale ( $W_t = D_c \omega_p / 2$ ). Diametrul  $d_{p\max}$  reprezintă pragul de filtrare al ciclonului iar relația (20.8) precizează factorii de care depinde ( $\eta_a$  — viscozitatea dinamică a aerului).

Aparatul pentru filtrarea uleiului sub acțiunea forței centrifuge se numește *centrifugă* și reprezintă o soluție recentă pentru motoarele de autovehicule. În figura (20.8, a) se prezintă o vedere prin filtrul centrifug Glacier CF-1, iar în (b) se arată schema de principiu a unei centrifuge reactive. Rotorul 1 de forma unui corp cilindric vertical, gol la interior, se rotește liber în jurul conductei centrale 2. Pe conducta 2 se fixează două reazeme, cel de la partea inferioară fiind prevăzut cu rulmentul 3. În conducta centrală 2 se practică la partea inferioară orificiile 4 prin care pătrunde uleiul sub presiune în rotor. Uleiul se deplasează în rotor de jos în sus și intră în țevile de evacuare 5, prevăzute la partea inferioară cu un ajutor orizontal 6 prin care iese uleiul sub

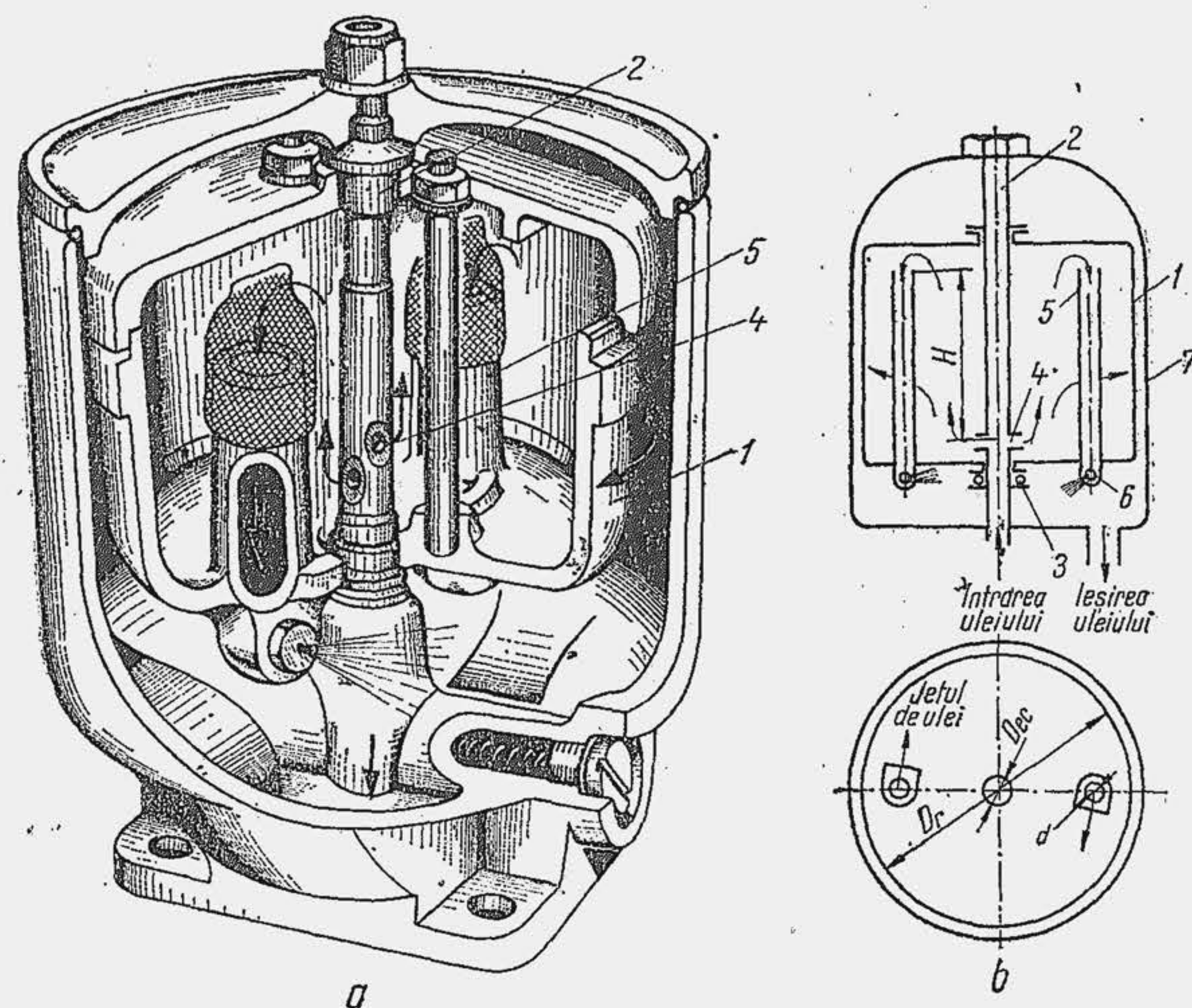


Fig. 20.8 Filtrul centrifugal.

presiune. Jeturile de ulei produc un cuplu de forțe reactive care pun în mișcare rotorul (de aici denumirea de centrifugă reactivă). În afară de procedeul hidrodinamic de antrenare a centrifugei se mai folosesc procedeele de antrenare mecanică, electrică sau pneumatică (antrenarea mecanică este curentă la motoarele de autovehicule).

Turația rotorului ajunge la 5...6 000 rot/min. Sub acțiunea forței centrifuge,  $F_c = (d_p^3/6) (\rho_p - \rho_a) r \omega_r^2$ , particulele aflate în suspensie se deplasează radial și se depun pe suprafața interioară a rotorului.

Rezistența opusă de ulei rezultă din legea lui Newton  $R_u = \xi (\pi d_p^2/4) \rho_u W_r^2/2$ , unde  $\xi = 24/Re$ , iar  $Re = W_r d_p \rho_u / \eta_u$  (indicele  $u$  se referă la ulei). Din condiția de egalitate a forțelor  $(\pi d_p^3/6) (\rho_p - \rho_a) r \omega_r^2 = 3 \pi \eta_u d_p W_r$  rezultă viteza radială  $W_r = (\rho_p - \rho_a) d_p^2 \omega_r^2 / 18 \eta_u$ , unde  $r$  este distanța de la axa de rotație;  $\omega_r$  — viteza unghiulară a rotorului. Timpul de separare rezultă din condiția mișcării uniforme pe direcția radială:  $\tau_s = (D_r - D_c)/2 W_r$  (cu notațiile din fig. 20.8). Se obține pentru diametrul maxim al particulelor (v. și ediția I a manualului):

$$d_{p\max} = \frac{127,5}{n_r} \sqrt{\frac{\eta_u}{\rho_p - \rho_u} \cdot \frac{\dot{m}_u}{V_{Hr}} \ln \frac{D_r}{D_{cc}}}, \quad (20.9)$$

unde  $n_r$  este turația rotorului;  $\dot{m}_u$  — debitul de ulei prin secțiunea transversală utilă a rotorului;  $V_{Hr}$  — volumul util al rotorului.

Coeficientul de epurare

$$c_{ep} = \frac{1}{1 - D_{ec}^2/D_r^2} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{(\rho_p - \rho_u) d_p^2 \omega_r^2}{9 \eta_u} \tau_H \right) \right] \quad (20.10)$$

pune în evidență factorii de care depinde capacitatea de filtrare a centrifugei care este cu atât mai mare cu cât diametrul și densitatea particulelor, turația sau viteza unghiulară și timpul de traversare ( $\tau_H$ ) sînt mai mari, cu cât viscozitatea este mai mică (încălzirea uleiului îmbunătățește performanța centrifugei), cu cât diametrul rotorului este mai mic. În figura 20.9 se arată variația lui  $c_{ep}$  cu diametrul particulei: 1 — particule de fier; 2 — substanțe anorganice; 3 — substanțe organice de impurificare. În cazul motoarelor de autovehicule, cu condiția  $d_p \leq 2 \mu m$ , coeficientul  $c_{ep}$  nu depășește 0,2 pentru particulele de fier, 0,1 pentru substanțele anorganice, 0,01 pentru substanțele organice, ceea ce limitează utilizarea centrifugei. Se observă că pragul de filtrare care se separă integral ( $c_{ep} = 1$ ) este 5,4  $\mu m$  pentru fier, 8,6  $\mu m$  pentru substanțe anorganice, 25,6  $\mu m$  pentru substanțe organice de impurificare.

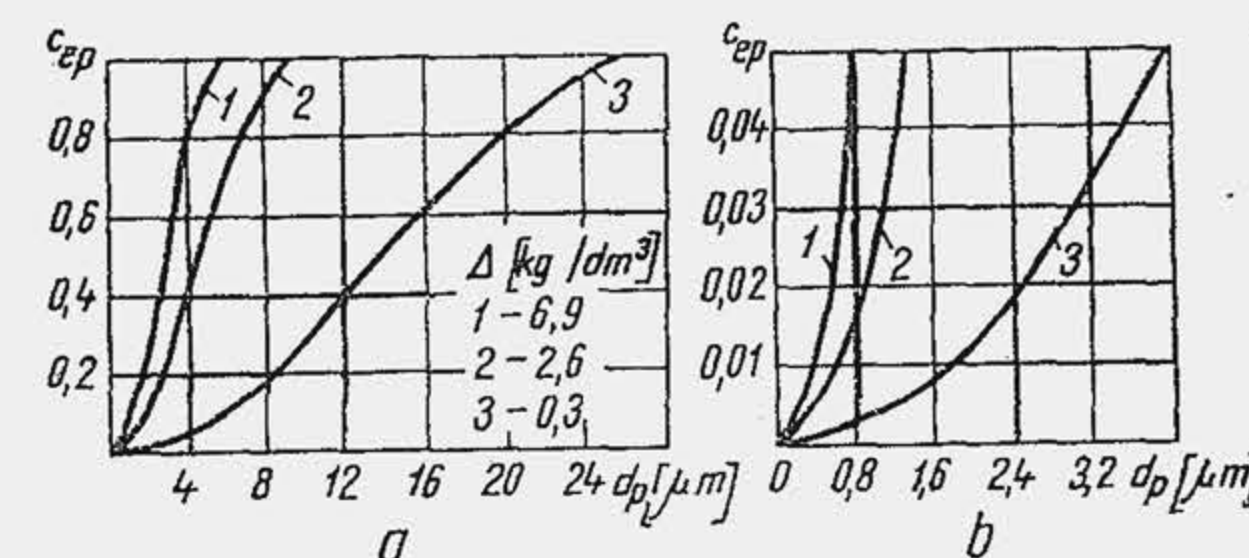


Fig. 20.9. Variația coeficientului de epurare al centrifugei cu diametrul particulelor.



### 20.3. CONSTRUCȚIA ȘI CALCULUL FILTRELOR

Filtrele utilizate pe motoarele cu ardere internă trebuie să satisfacă mai multe condiții, și anume: 1) să posede o capacitate ridicată de filtrare, adică să rețină o cantitate cât mai mare de impurități (coeficientul de epurare să ajungă până la 99,9%); 2) să asigure o finețe mare de filtrare, adică să rețină particule de diametre cât mai mici (pragul de filtrare, în unele cazuri, să nu depășească  $2 \mu\text{m}$ ); 3) să permită viteze mari de filtrare pentru ca dimensiunile membranei filtrante să fie cât mai mici; 4) să posede o rezistență hidrodinamică sau gazodinamică ( $\Delta p$ ) redusă astfel încât consumul de energie să fie minim, iar pompa să fie simplă; 5) să nu colmateze repede, adică astuparea porilor membranei filtrante să decurgă lent, pentru a-și menține timp îndelungat capacitatea de funcționare; 6) să posede o rezistență mecanică suficientă; 7) să aibă dimensiuni de gabarit și masa reduse; 8) să aibă un cost mic; 9) să nu necesite cheltuieli de deservire mari, adică întreținerea să fie simplă, iar regenerarea elementelor de filtrare să fie ușoară.

Materialele utilizate ca mediu poros de filtrare se grupează în următoarele clase: 1) site metalice (împletituri de sîrmă, table perforate sau cu fante etc.); 2) țesături textile (bumbac, lînă etc.); 3) pîslă; 4) fibre textile (azbest, bumbac, in, păruri etc.); 5) hîrtie; 6) granule (șpan metalic etc.); 7) mase poroase (vată de sticlă, Kiesलगुर etc.).

#### 20.3.1. FILTRE DE AER

Filtrele de aer se grupează în trei categorii: 1) filtre centrifugale sau prin inerție care pot fi de tipul uscat (filtre ciclon) sau umed (filtru cu baie de ulei); 2) filtre cu element de filtrare, care sînt la rîndul lor de două feluri: uscat și umed; 3) filtre combinate.

*Filtrul ciclon* (fig. 20.10) are un prag de filtrare relativ ridicat, în schimb are un coeficient mare de epurare pentru aerul impurificat cu particule groșiere; de aceea se utilizează de obicei ca treaptă primară de filtrare. La motoarele cu un consum de aer ridicat se prevăd mai multe cicloane montate în paralel într-o singură manta (fig. 20.10, a) — filtru multiciclon. Rezistența gazodinamică a ciclonului crește cu consumul de aer și cu reducerea diametrului mantalei (b). Totuși diametrul mantalei trebuie să fie cât mai mic, deoarece la o viteză de intrare a aerului dată (viteza tangențială inițială), pragul de filtrare este cu atît mai mic cu cît distanța de la axa de rotație este mai mică — relația (20.8). La diametre mai mici de 30 mm conducta de intrare la capătul dinspre manta se astupă cu praf, de aceea  $D = 30 \dots 40 \text{ mm}$ , pentru motoare de automobile și tractoare.

Filtrul ciclon prezintă cîteva dezavantaje principale, și anume: 1) nu reține particule de praf foarte fine; 2) coeficientul de epurare se reduce brusc dacă se aspiră aer fals prin îmbinările etanșate imperfect (de exemplu 10% aer fals reduce coeficientul  $c_{ep}$  cu aproape 30%); 3) coeficientul de epurare depinde de debitul de aer. Ultimul dezavantaj are o deosebită importanță deoarece la reducerea turației,  $c_{ep}$  scade sensibil (c).

*Filtrul cu baie de ulei* separă particulele de praf din aer pe trei căi: sub acțiunea inerției, sub acțiunea forței centrifuge și prin adeziunea particulelor la pelicula de ulei. Filtrul este alcătuit

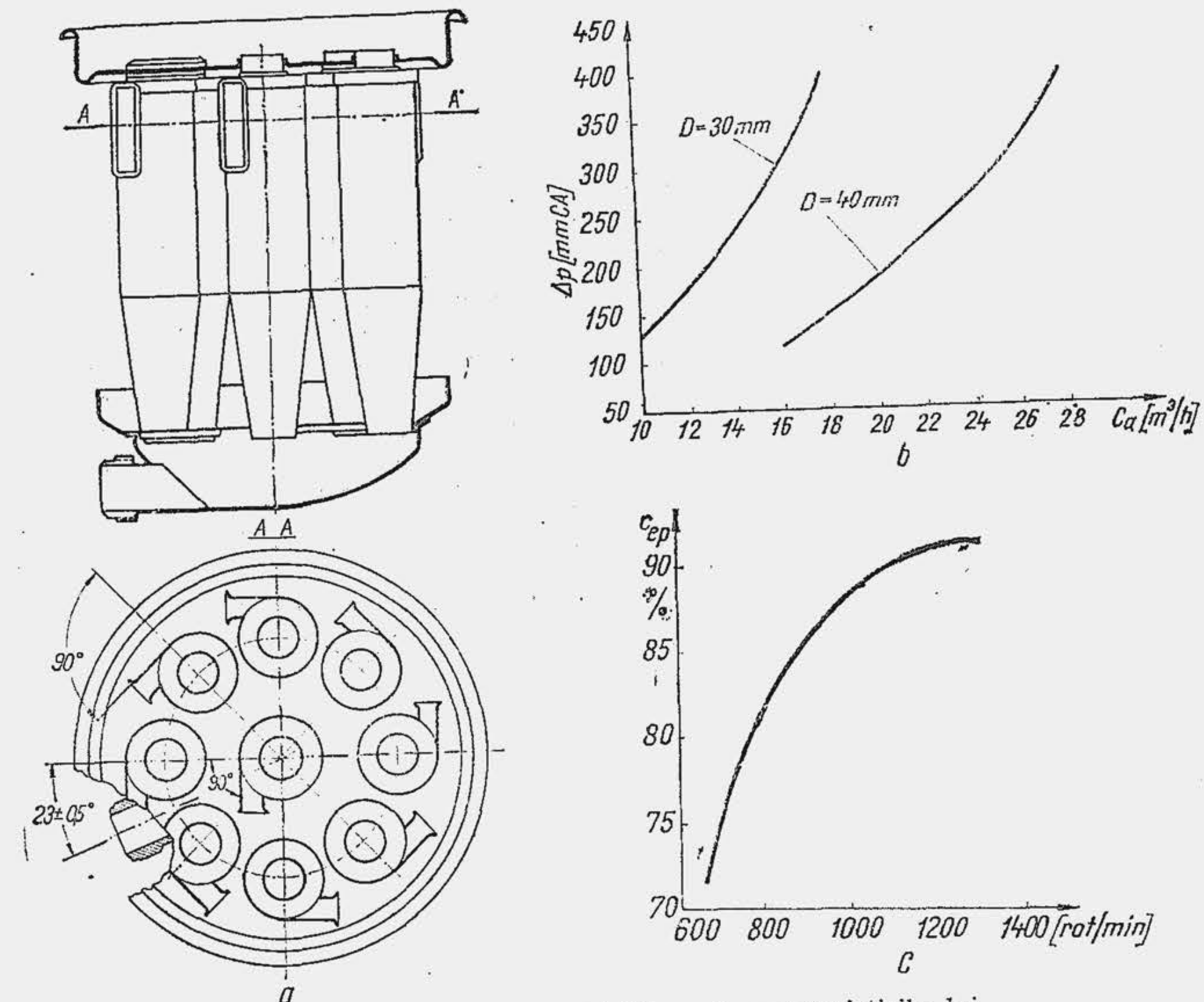


Fig. 20.10. Filtru multiciclon și caracteristicile lui.

dintr-o carcasă 1 (fig. 20.11), care conține la partea inferioară o baie de ulei. Un capac 2 închide partea superioară a carcasei lăsînd liberă o secțiune inelară 3. În partea centrală se prevede conducta 4. Traiectoria aerului prin filtru este indicată de săgeți. Datorită inerției, particulele de praf mai mari din curentul descendent ating oglinda uleiului și sînt captate de acesta. La schimbarea de sens a curentului, la capătul inferior al conductei centrale, particulele mai mici sînt antrenate de aer pe o traiectorie circulară, iar sub acțiunea forței centrifuge se deplasează spre periferia curentului, ating oglinda uleiului, sînt reținute de acesta și se sedimentează pe fundul băii. Pragul de filtrare este cu atît mai mic cu cît distanța de la conducta centrală la oglinda uleiului este mai redusă, cu cît consumul orar de aer este mai mare, cu cît conducta centrală are un diametru mai mic.

*Filtrul uscat cu element de filtrare din hîrtie* (fig. 20.12, a) este cel mai răspîndit. El este alcătuit din carcasa 1, fabricată din tablă, în interiorul căreia se introduce elementul de filtrare 2, confecționat din hîrtie. Filtrul se fixează prin tija 3 cu piulița fluture 5 pe flanșa carburatorului și se etanșează cu garnitura de cauciuc 4. Hîrtia de filtrare este de un tip special, avînd o porozitate ridicată. Hîrtia de filtrare se supune unui tratament special de impregnare (de exemplu cu rășini fenolice), care are ca scop să uniformizeze rețeaua de pori și să-i mărească rezistența mecanică. Coeficientul de epurare este foarte ridicat ajungînd pînă la 100%, în schimb rezistența crește repede pe măsura depunerii prafului (la o depunere de  $0,7 \text{ kg praf/m}^2$  rezistența crește cu 40... 50%). De aceea filtrul cu hîrtie de filtrare se montează pe motoarele auto-



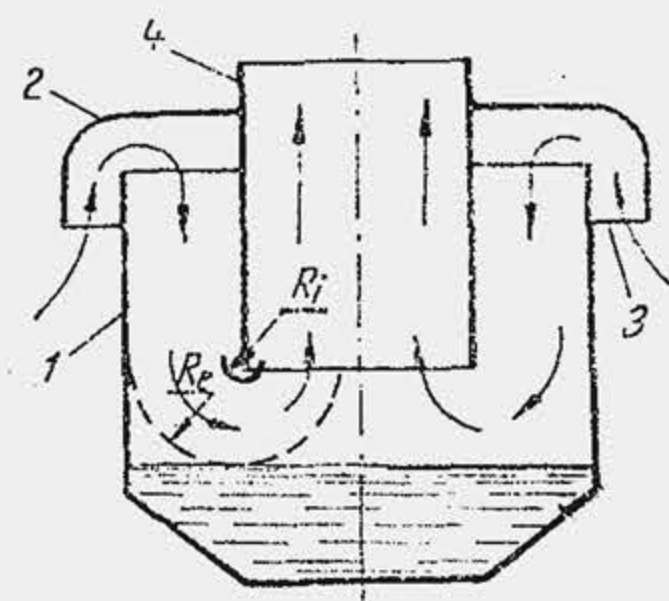


Fig. 20.11. Filtru de aer cu baie de ulei.

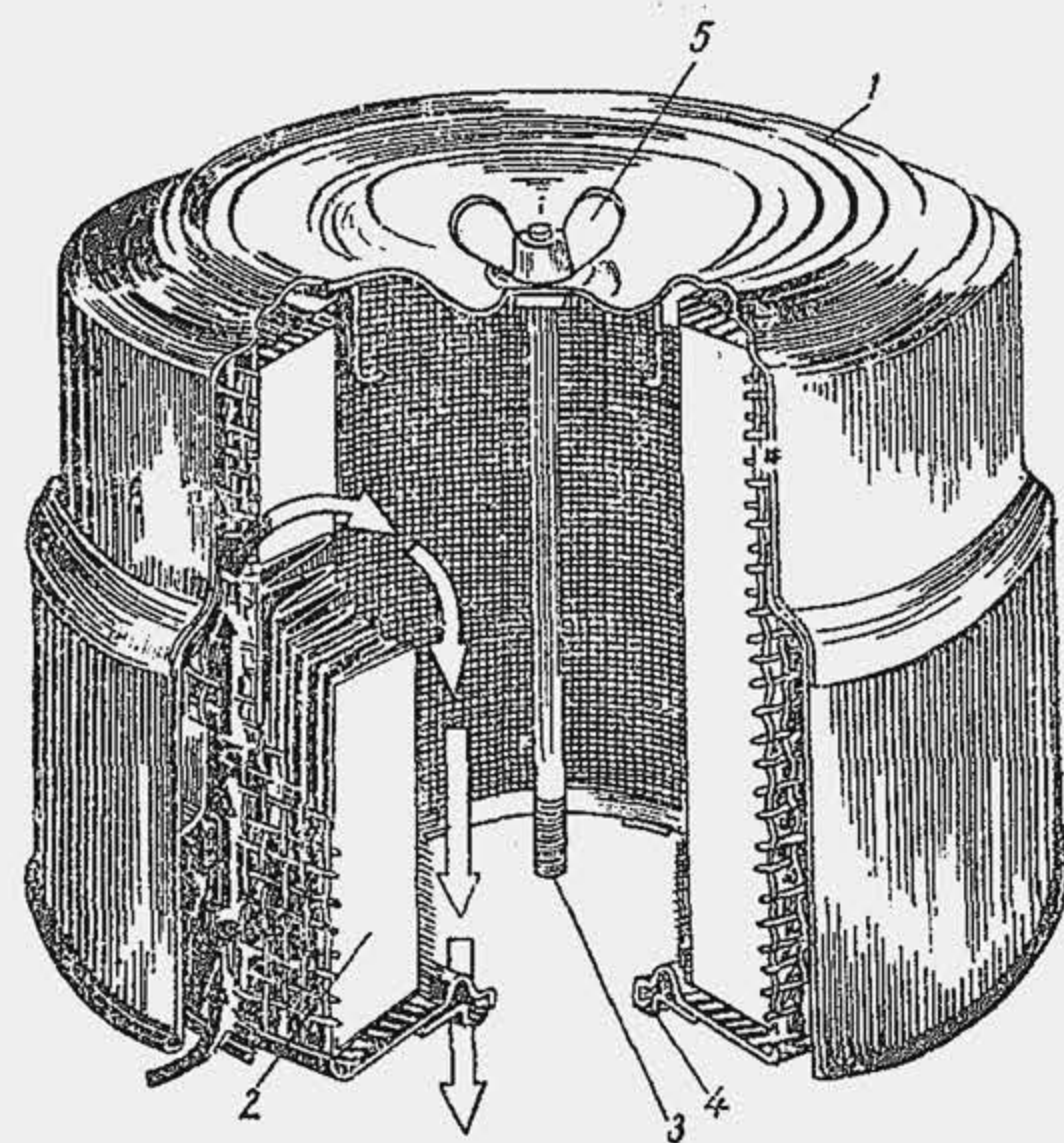


Fig. 20.12. Filtru de aer cu hîrtie.

vehiculelor (de obicei turisme) care circulă pe șosele asfaltate, unde conținutul de praf este redus (în condiții grele de exploatare, motorul SR-211 este prevăzut cu o altă variantă de filtru).

Filtrele combinate asigură o filtrare a aerului în trepte — de obicei 2 sau 3 trepte. În acest fel crește coeficientul de epurare, se reduce pragul de filtrare și sporește, mai ales, durata de serviciu a filtrului. Ca treaptă primară se folosesc filtre centrifuge uscate sau umede; ca treaptă secundară și terțiară se folosesc elementele de filtrare

### 20.3.2. FILTRE DE COMBUSTIBIL

Filtrele de combustibil pentru MAC, în raport cu destinația lor, se împart în patru grupe: 1) filtre de epurare prealabilă; 2) filtre de epurare brută; 3) filtre de epurare preventivă; 4) filtre de epurare fină. Filtrele din primele trei grupe au ca scop să sporească siguranța în funcționare a sistemului de alimentare; numai filtrele de epurare fină servesc pentru reducerea uzării și mărirea durabilității sistemului de injecție (tab. 20.2). Filtrul de epurare

Tabela 20.2

Influența filtrului de epurare fină asupra durabilității sistemului de injecție

Materialul elementului de filtrare	Pragul de filtrare, în $\mu\text{m}$	Durata relativă de funcționare
1) Fără filtru	—	1,0
2) Filtru cu țesătură de bumbac	21	1,5
3) Filtru cu pîslă	16	2,1
4) Filtru cu hîrtie	11	3,6
5) Filtru cu hîrtie specială	2,5	9,1

prealabilă, montat în orificiul de alimentare a rezervorului, are ca scop să rețină particule mecanice mari, care ajung întâmplător în combustibil și produc avarii prin înfundarea conductelor de joasă presiune sau distrugerea pompei de combustibil. Filtrul de epurare brută, montat după pompa de alimentare, reține particule de dimensiuni mari  $50 \dots 150 \mu\text{m}$ . Asemenea particule nu produc uzarea elementelor de precizie, în schimb produc avarii ca blocarea pistonului-sertar, blocarea acului injectorului sau astuparea orificiului pulverizatorului. Filtrul de epurare preventivă se așază de obicei înaintea injectorului și împiedică trecerea spre injector a particulelor de  $40 \dots 100 \mu\text{m}$ . Acestea ajung în combustibil în momentul îmbinării conductelor, prin desprindere de pe elementul de filtrare fină sau prin desprindere de pe conducta de înaltă presiune, sub formă de așchii sau țundăr. Filtrul de epurare fină se așază înaintea pompei de injecție și reține particule sub  $10 \mu\text{m}$ . Rezistența de filtrare variază invers proporțional cu viscozitatea fluidului (v. rel. 20.3).

Pentru a micșora rezistența hidrodinamică a filtrului de epurare fină, apare rațional să se încălzească combustibilul pentru a-i reduce viscozitatea. Experiența arată că la ridicarea temperaturii combustibilului cu  $30 \dots 40^\circ$ , rezistența filtrului se micșorează de aproape trei ori. De aceea, pentru filtrele de epurare fină se prevede un circuit de apă caldă, care încălzește volumul de sedimentare a filtrului cu apa de răcire a motorului. Se observă că pentru simplitatea construcției, filtrul de epurare fină se execută la un loc cu filtrul de epurare brută, într-un bloc comun.

Filtrele de epurare brută sînt foarte variate, după natura elementului de filtrare, care poate fi din sită de sîrmă, discuri cu interstii între ele, fire de sîrmă, benzi, pîslă artificială, țesătură de bumbac etc. În figura 20.13, a se arată un filtru de combustibil cu sită. În carcasa 1 se așază trei cilindri de filtrare cu sită 2. Capacul 3 este prevăzut cu două canale pentru intrarea și ieșirea combustibilului. Presgarnitura 4 și garnitura 5 presate de arcul 6 obligă combustibilul să traverseze filtrul numai prin site. Cilindrii de sită sînt astfel așezați încît triplează suprafața de filtrare. Un cilindru de sită este arătat în (b). În (c) se arată un element de filtrare din fire de sîrmă. Pe un

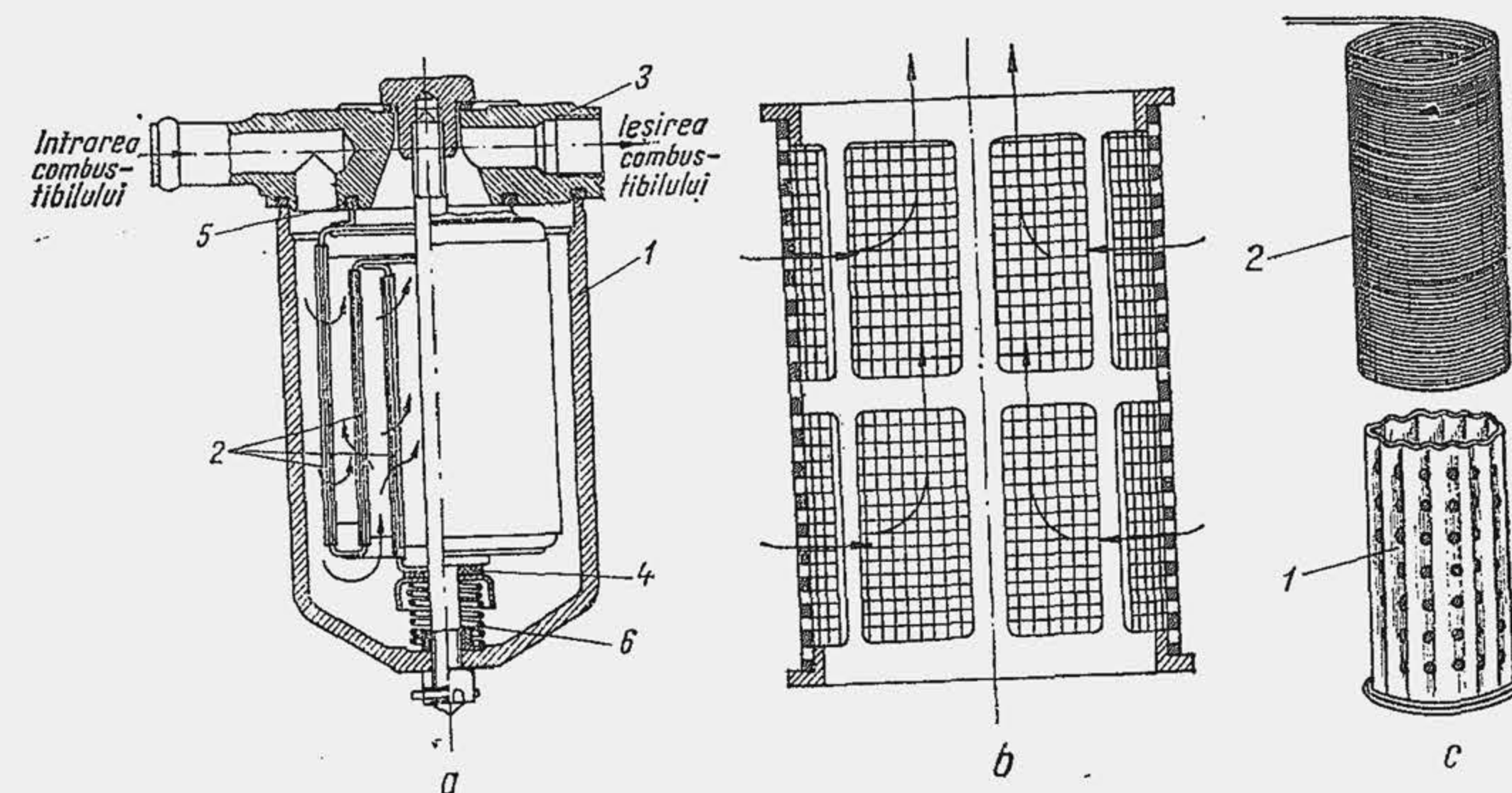


Fig. 20.13. Filtru de combustibil cu sită (a și b); element de filtrare din fire de sîrmă (c).



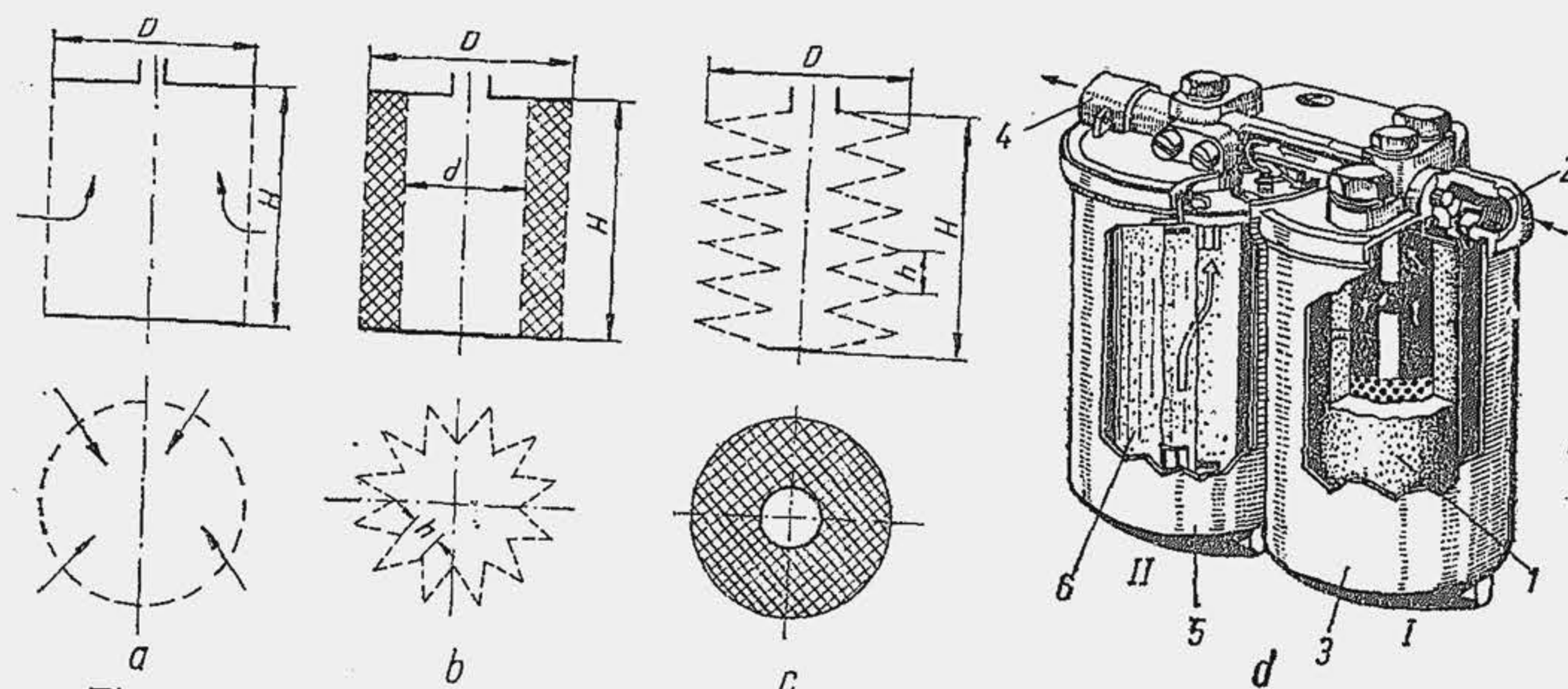


Fig. 20.14. Scheme de pliere a hîrtiei de filtru (a, b și c); filtru de motorină (d).

cilindru din tablă ondulată 1 prevăzut cu găuri transversale se înfășoară un fir de sîrmă de alamă 2. Între fire se lasă un interstițiu prin care trece combustibilul.

Filtrele de epurare fină trebuie să realizeze un prag de filtrare de  $2 \dots 2,5 \mu\text{m}$  (după unii autori chiar  $6 \dots 7 \mu\text{m}$ ) și un coeficient de epurare de  $98 \dots 99\%$ . Se confecționează din fire de bumbac, pîslă, vată de zgură, hîrtie etc. În ultimul timp a căpătat o mare răspîndire hîrtia de filtrare. Pentru elementul de filtrare din hîrtie apare o problemă specială: cum se pliază hîrtia pentru ca la aceleași dimensiuni de gabarit ale filtrului, suprafața de filtrare să fie cît mai mare (fig. 20.14). Schema simplă cilindrică (a) cu dimensiunile de bază  $D$  și  $H$  servește ca schemă de referință. În acest caz aria suprafeței de filtrare este  $A_c = \pi DH$ . Schema de pliere radială (b) are o mare răspîndire. Se observă că pliarea după schema (b) mărește suprafața de filtrare în raport cu schema de referință de  $(D/4)h$  ori, iar pliarea după schema (c) de  $(D/2)h$  ori, adică de două ori mai mult, deci schema (c) este mai avantajoasă ( $h$  este pasul). Se utilizează și alte metode de pliere, ca pliarea în spirală sau pliarea în armonică. Filtrul dublu de motorină (fig. 20.14, d) al motorului MAND 2156 filtrează motorina în două trepte legate în serie. Prima treaptă I are un element de filtrare din fetru 1, cu un prag de filtrare de  $100 \mu\text{m}$ . Motorina refulată de pompa de alimentare intră prin canalul 2 în corpul 3, străbate radial elementul filtrant și trece prin canalul din capacul comun 4 în corpul 5 al treptei II. Motorina străbate filtrul de hîrtie 6 și iese prin canalul 7 spre pompa de injecție. Cîteva caracteristici principale ale unor elemente de filtrare se arată în tabela (20.3).

Tabela 20.3

Caracteristicile principale ale unor elemente de filtrare

Tipul filtrului	Elementul de filtrare	Viteza de filtrare, în cm/s	Coeficientul de epurare pentru $d_p < 30 \mu\text{m}$	Pragul de filtrare $[\mu\text{m}]$
Brut	Discuri	3,54	0	70
Brut	Fire de sîrmă	—	0	30
Preventiv	Metaloceramic	—	0	40...80
Fin	Fire de bumbac	0,36	94...97	2,6...3,8
Fin	Pîslă	0,9	80...85	5,5...6,5
Fin	Vată de zgură	2,72	99	1,6
Fin	Hîrtie gofrată	0,22	75...80	6,5...7,5

Filtrarea la MAS este mult mai simplă, deoarece carburatorul nu dozează benzina cu piese în mișcare. Pentru impurități mecanice mai mari se prevede un filtru de decantare sub forma unui pahar așezat înaintea pompei de benzină. Se obțin rezultate satisfăcătoare deoarece benzina are viscozitate mică, ceea ce ușurează sedimentarea. De obicei se prevăd filtre din sită (de mătase, metalică etc.) în diverse puncte ale instalației de alimentare (rezervor, pompă de combustibil, carburator).

### 20.3.3. FILTRE DE ULEI

După un număr de ore de funcționare a motorului, concentrația de impurități mecanice din ulei atinge o valoare care ulterior rămîne practic neschimbată. Fenomenul se explică dacă se ține seama că în paralel cu pătrunderea impurităților mecanice în ulei are loc și evacuarea lor pe două căi, și anume: 1) prin uleiul pompat de segmenti în camera de ardere; 2) prin filtrare. Variația în timp a conținutului  $x$  de particule din ulei se exprimă cantitativ pe baza bilanțului material al impurităților din ulei. Se notează:  $C_{ua}$  — consumul orar de ulei prin ardere;  $m_u$  — masa de ulei din sistemul de ungere;  $m_{pu}$  — masa de particule mecanice din ulei;  $\dot{m}_{pa}$  — debitul orar de particule consumate prin ardere;  $\dot{m}_{uf}$  — debitul de ulei care trece prin filtru;  $\dot{m}_{pf}$  — masa orară de particule reținute de filtru;  $\dot{m}_{pu}$  — masa orară de particule care pătrunde în ulei (viteza de impurificare);  $\tau$  — timpul. Bilanțul material elementar al particulelor din ulei este

$$dm_{pu} = \dot{m}_{pu} d\tau - \dot{m}_{pa} d\tau - \dot{m}_{pf} d\tau. \quad (20.11)$$

Conținutul de particule din ulei este  $dm_{pu} = m_u dx$ , unde  $x = m_{pu}/m_u$ . Ca urmare,  $\dot{m}_{pa} = xC_{ua}$  și  $\dot{m}_{pf} = x\dot{m}_{uf} \cdot c_{ep}$ . Se substituie aceste relații în (20.11) și se separă variabilele

$$\frac{dx}{1 - x(C_{ua} + c_{ep} \cdot \dot{m}_{uf})/\dot{m}_{pu}} = \frac{\dot{m}_{pu}}{m_u} d\tau.$$

care prin integrare (pentru  $\tau = 0$ ,  $x = 0$ , iar constanta de integrare e nulă) dă:

$$x = \frac{\dot{m}_{pu}}{C_{ua} + c_{ep}\dot{m}_{uf}} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{C_{ua} + c_{ep}\dot{m}_{uf}}{\dot{m}_{pu}} \tau \right) \right]. \quad (20.12)$$

Se studiază două cazuri limită:

1) Nu există filtrare ( $\dot{m}_{uf} = 0$ ). Ecuația (20.12) devine

$$x = (\dot{m}_{pu}/C_{ua}) (1 - \exp(-C_{ua}/\dot{m}_{pu} \tau)) \quad (20.13)$$

și arată că chiar în absența filtrării, conținutul de impurități din ulei crește asimptotic în timp. Pentru  $\tau = \infty$  se obține valoarea limită a conținutului de impurități, adică  $x = x_{lim}$ . Din relația (20.13) rezultă

$$x_{lim} = \dot{m}_{pu}/C_{ua} \quad (20.14)$$



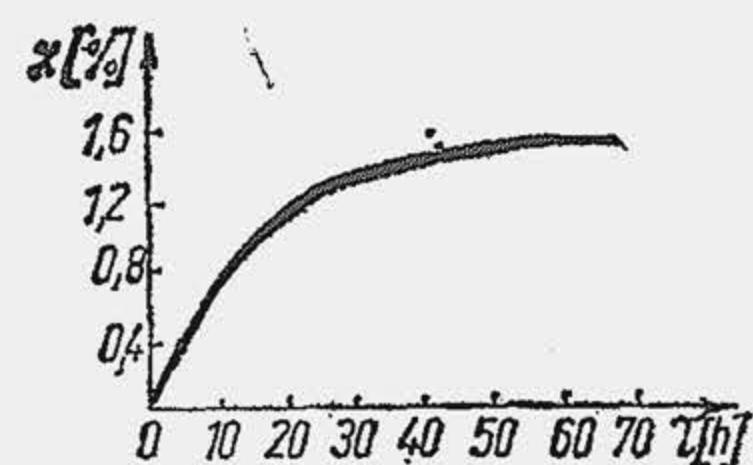


Fig. 20.15. Caracteristica de impurificare a uleiului la funcționarea motorului fără filtru.

2) Uleiul nu se consumă prin ardere ( $C_{ua} = 0$ ). Din relația (20.12) rezultă

$$x = (\dot{m}_{pu}/c_{ep} \cdot \dot{m}_{uf}) (1 - \exp(-c_{ep} \dot{m}_{uf}/m_u \tau)). \quad (20.15)$$

Se notează cu  $\tau_f$  timpul în care uleiul din sistemul de ungere trece integral prin filtru,  $\tau_f = m_u/\dot{m}_{uf}$ ; pentru  $\tau = \infty$  se obține

$$x_{lim} = \tau_f \dot{m}_{pu}/c_{ep} m_u. \quad (20.16)$$

Rezultă că  $x_{lim}$  este cu atât mai mic cu cât timpul de traversare a filtrului este mai mic, adică pentru un filtru dat, cu cât viteza de filtrare este mai mare, cu cât cantitatea de ulei din sistemul de ungere este mai mare, cu cât coeficientul de epurare este mai mare și cu cât viteza de impurificare a uleiului este mai mică. Primii trei factori pot fi controlați prin dimensionarea instalației de filtrare. De remarcat că primii doi factori pot fi controlați de fapt prin cantitatea orară de ulei care trece prin filtru.

Filtrele de ulei se clasifică după mai multe criterii. Dacă se alege drept criteriu modul de filtrare, se disting: filtre mecanice (cu membrană filtrantă), filtre active, filtre magnetice, filtre centrifuge. Dacă se alege drept criteriu finețea de filtrare, se disting: filtre de epurare brută și filtre de epurare fină. Deoarece pragul de filtrare a uleiului trebuie să coboare sub  $5 \mu m$ , filtrul de ulei n-ar putea fi decât de epurare fină. Acest filtru are însă o rezistență hidraulică ridicată de aceea dacă ar urma ca întreaga cantitate de ulei din sistemul de ungere să treacă prin filtrul de epurare fină înainte de a ajunge în sistemul de ungere, dimensiunile lui (suprafața membranei filtrante) ar fi inacceptabile. Ca urmare, prin filtrul de epurare fină se trece numai o fracțiune din cantitatea de ulei aflată în sistemul de ungere, și anume  $8 \dots 20\%$ ; de aceea, filtrul de epurare fină nu se așază în serie în circuitul de ungere. Pentru a preveni eventualele avarii, uleiul trebuie totuși filtrat înainte de a ajunge în lagăre. De aceea, în circuitul de ungere se prevede în serie un filtru prin care trece întreaga cantitate de ulei; pentru a reduce dimensiunile lui, se micșorează rezistența hidraulică prin mărirea dimensiunilor porilor; pragul de filtrare crește până la  $25 \dots 120 \mu m$ , iar filtru se numește de epurare brută.

În figura 20.16 se arată mai multe scheme de montare a filtrelor de epurare fină (a și b) și brută (c). Pompa de ulei 1 aspiră uleiul din carter printr-un filtru de epurare prealabilă 2, numit sorb și-l trimite spre fusurile palier 3. Deoarece debitul pompei depășește debitul de ulei necesar, presiunea în sistemul de ungere se menține la nivelul dorit cu ajutorul supapei de presiune 4. Filtrul de epurare fină 5 este prevăzut cu un orificiu calibrat 6 care se montează în avalul lui la filtrul în ramificație (a) și în paralel cu el când filtrul este în serie cu circuitul (b). Întrucât

elementul de filtrare are o rezistență mecanică redusă, în ambele cazuri orificiul calibrat controlează căderea de presiune în filtru. În al doilea caz el are și rolul de a abate curentul principal de ulei din filtru.

Deosebirea principală dintre cele două scheme constă în aceea că, la prima schemă, uleiul după filtrare se întoarce în carter, iar la a doua schemă, uleiul filtrat trece în magistrală. A doua schemă este mai eficientă, dar nu prezintă siguranță în funcționare din cauza îmbicsirii, de aceea prima schemă este cea răspândită.

Filtrul de epurare brută se așază în serie cu circuitul de ungere (c). În acest caz există pericolul blocării circuitului când rezistența filtrului crește inadmisibil. Asemenea situații apar la pornire, când motorul fiind rece viscozitatea uleiului este foarte ridicată, precum și în timpul funcționării, când filtrul se îmbicssește. În acest caz, pentru a preveni blocarea sistemului de ungere, în paralel cu filtrul de epurare brută se prevede o supapă de siguranță 6 care lucrează la o diferență de presiune de  $0,8 \dots 1,2 \text{ daN/cm}^2$  și permite curentului de ulei să ocolească filtrul de epurare brută.

Filtrele mecanice sînt foarte variate după natura elementului de filtrare, după cum urmează.

**Filtrele cu sită metalică** se caracterizează prin numărul de găuri pe  $1 \text{ cm}^2$  de suprafață. Sitele cu  $100 \dots 200$  găuri/ $\text{cm}^2$  se așază în baia de ulei, înaintea pompei și servesc pentru filtrarea prealabilă a uleiului. Ele rețin impurități mecanice mari și eliberează bulele de aer dizolvate în ulei, din care cauză se mai numesc spărgătoare de spumă. Spărgătorul de spumă sau sorbul de ulei este alcătuit dintr-un capac, o sită și un flotor care menține spărgătorul de spumă la suprafața băii de ulei deoarece este rațional ca alimentarea pompei de ulei să se facă din straturile superficiale ale băii, epurate în prealabil prin sedimentare, în perioada de staționare a motorului. Sitele cu  $400 \dots 20\,000$  găuri/ $\text{cm}^2$  se utilizează pentru epurarea brută și fină. Ele pot reține particule până la  $20 \mu m$ .

**Filtrele cu discuri** se utilizează pentru epurare brută și fină. În unele cazuri, pentru simplificare, filtrele de epurare fină și brută se montează într-un bloc comun (fig. 20.17, a). Uleiul refulat de pompă intră prin canalul 1 în filtrul de epurare brută 2 și iese din acesta îndreptîndu-se parțial spre magistrală, prin conducta 3, parțial spre filtrul de epurare fină 4, prin conducta 5; prin conducta 6 se întoarce în baia de ulei. Supapa de siguranță 7 permite curentului de ulei să ocolească filtrul 2, când acesta opune o rezistență hidraulică mare. Ambele elemente de filtrare sînt formate din discuri. Elementul de filtrare pentru epurare brută (b) este alcătuit din discuri de oțel lustruit 8 și discuri de distanțare 9. Elementul de filtrare prezintă o particularitate: între discurile 8, la periferia lor, se așază discurile de raclare 10. Discurile 8 și 9 se fixează pe tija centrală 11, iar discurile 10 pe tija laterală 12. Partea periferică a elementului de filtrare se curăță prin rotirea manuală a tijeii 11, cu mînerul 13. Elementul de filtrare pentru epurare fină este din hirtie. Orificiul 14 este calibrat pentru a controla debitul și presiunea din elementul de filtrare. Un orificiu calibrat 15, mai mic decât primul, este prevăzut la partea superioară a elementului de filtrare și permite uleiului să ocolească elementul de filtrare. Soluția este necesară la pornirea motorului pentru a accelera încălzirea filtrului. În acest fel, prin elementul de filtrare trece numai o parte ( $20 \dots 30\%$ ) din uleiul care ajunge în filtrul de epurare fină ( $0,1 \dots 0,2 C_u$ ). Grosimea discurilor de distanțare este de  $0,05, 0,08$  și  $0,12 \text{ mm}$ . Experiența arată însă că filtrul

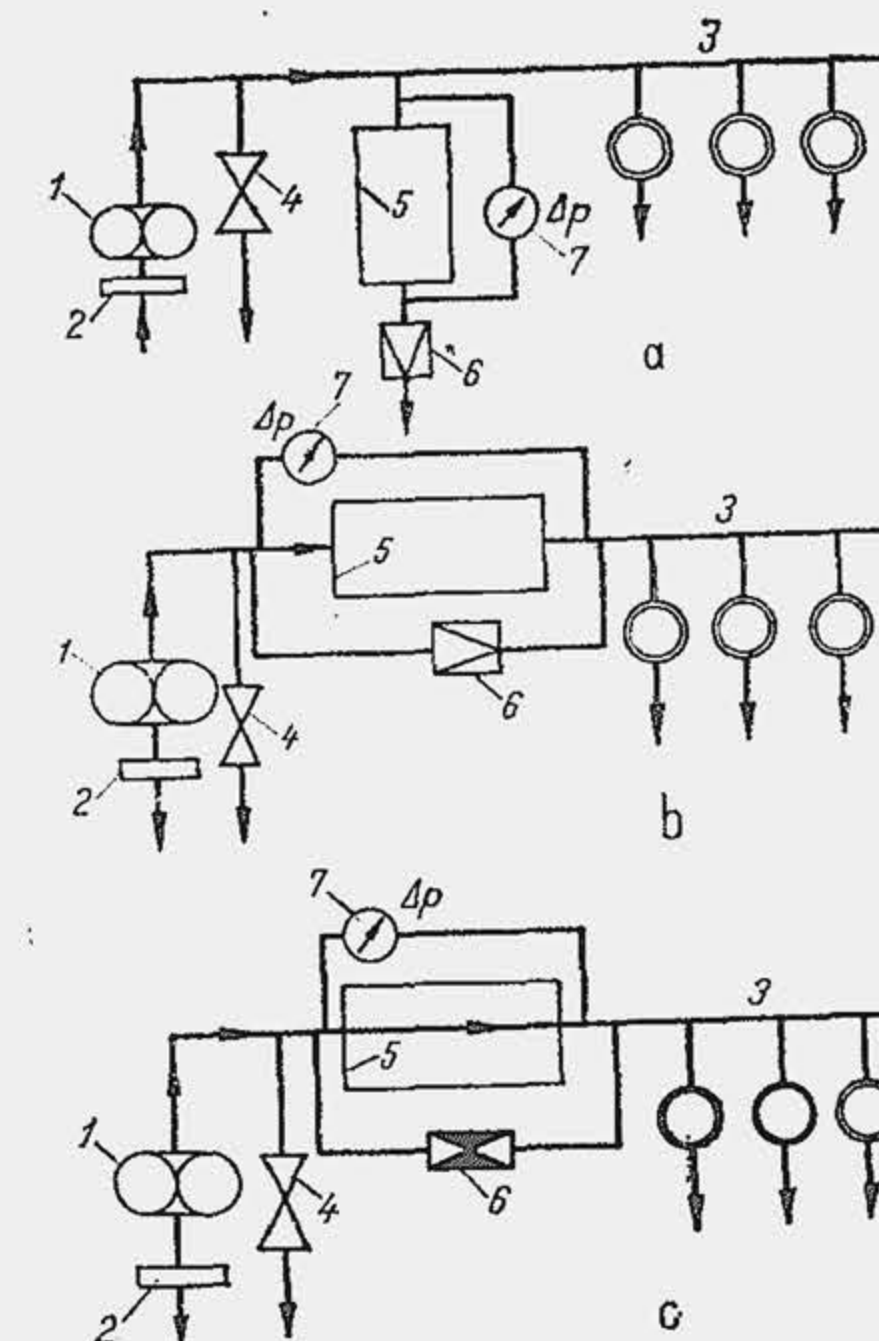


Fig. 20.16. Scheme de montaj a filtrelor de epurare fină și brută.



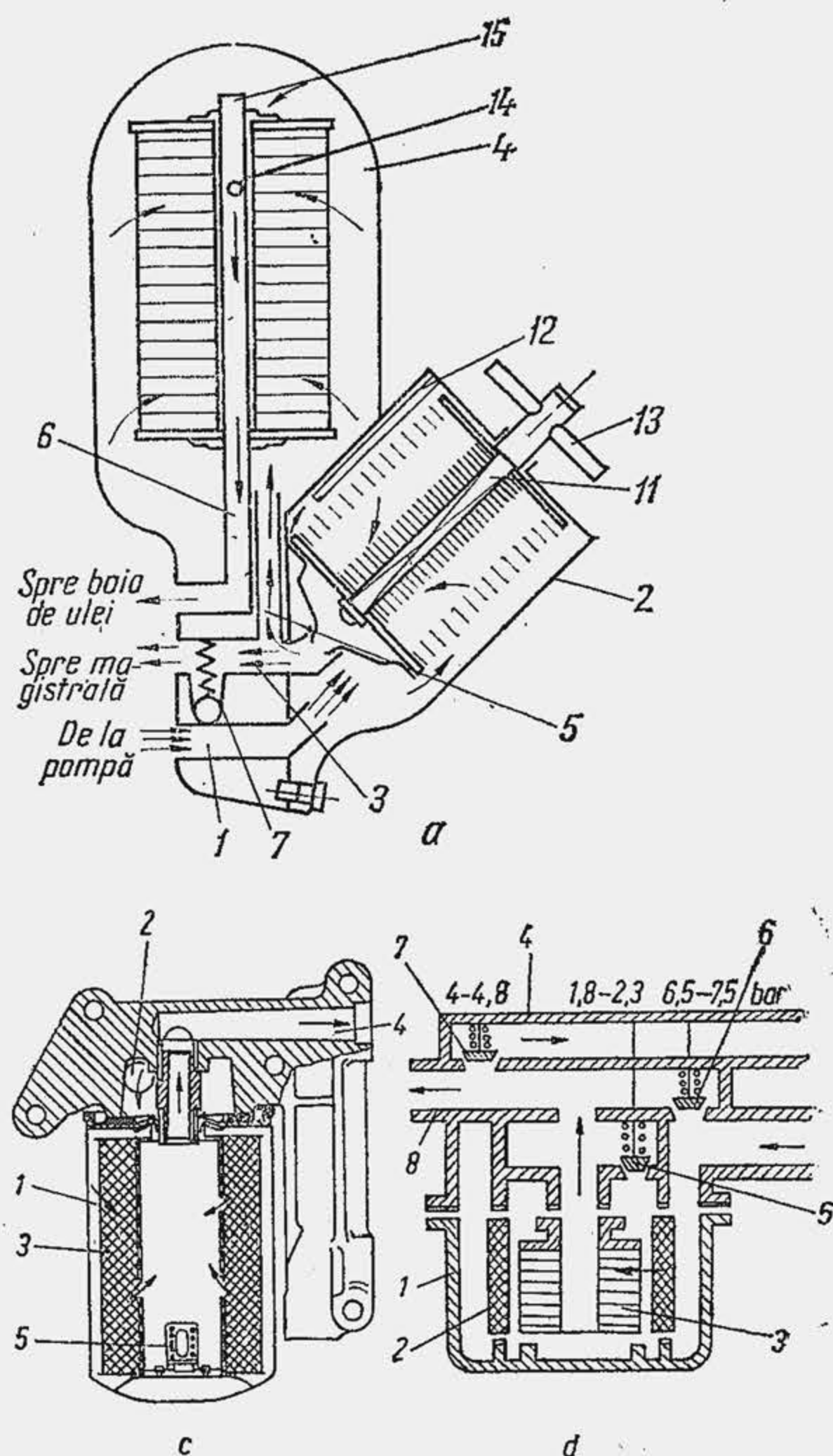
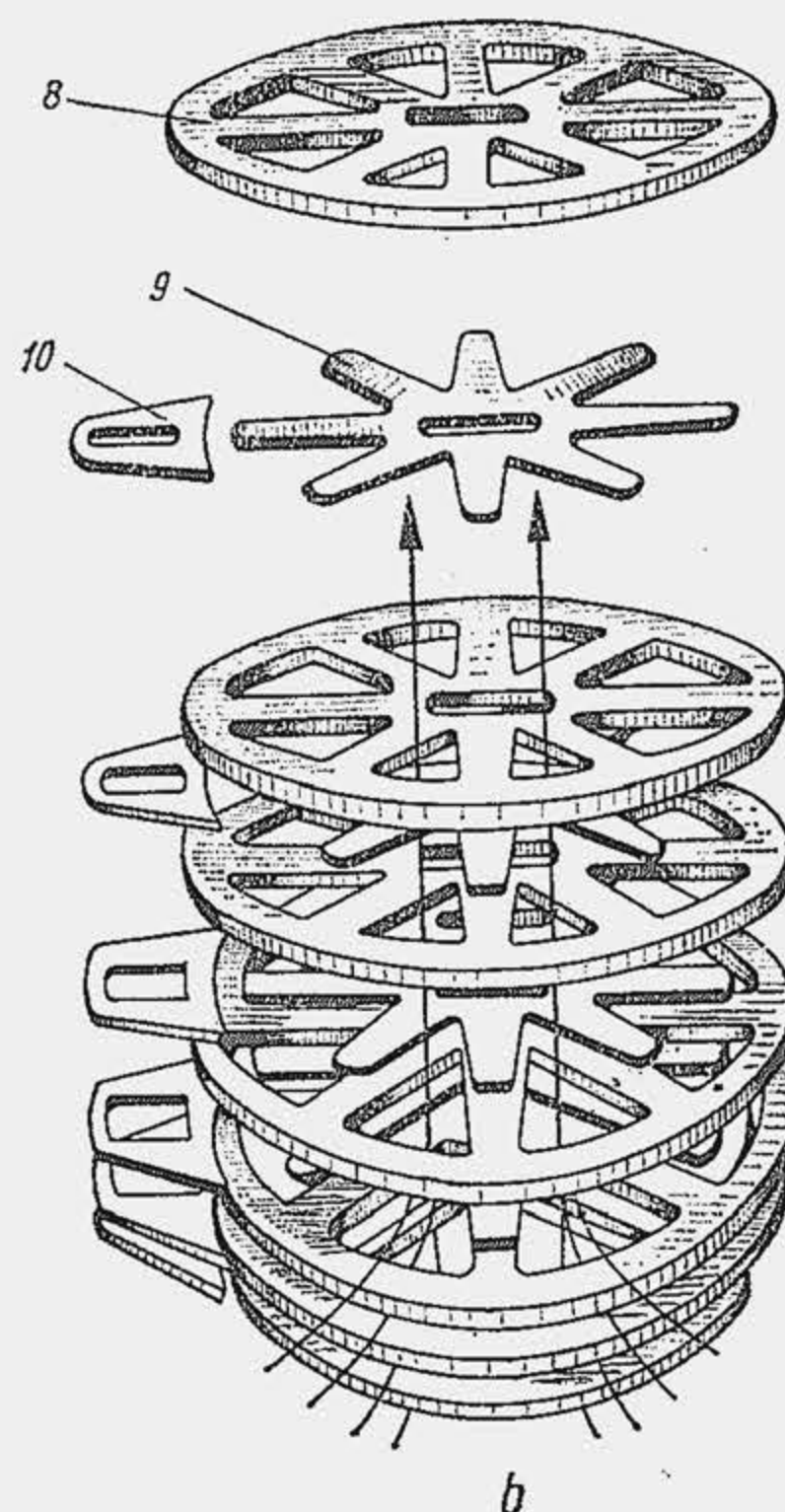


Fig. 20.17. Filtre de ulei cu discuri (a, b) și elemente de filtrare din hîrtie (c — motorul D 797; d — motorul D 2156).

reține particule sub  $10 \mu\text{m}$ , deoarece stratul de precipitat care se formează pe suprafața lui micșorează pragul de filtrare.

Filtrele cu fire de sîrmă sînt asemănătoare cu cele utilizate la filtrarea combustibilului. Între spirele înfășurate pe paharul gofrat rămîn interștii de  $0,07 \dots 0,125 \text{ mm}$ .

Filtrele de hîrtie s-au răspîndit pe scară largă în ultimul timp datorită progreselor realizate în prelucrarea hîrtiei speciale de filtrare a uleiului. S-a realizat hîrtie specială cu pori de dimensiuni variabile, care servește atît la epurarea brută — prag de filtrare  $20 \mu\text{m}$  — cît și la epurarea fină — prag de filtrare  $5 \mu\text{m}$ . Pentru motoarele de mic litraj se recomandă în prezent numai filtre de hîrtie. Pentru celelalte motoare de automobil se utilizează elemente de filtrare de hîrtie sau de pîslă. Filtrele de hîrtie sînt de tipul consumabil. Motorul SAVIEM 797 folosește un filtru de epurare fină (c) montat în serie,



cu element de filtrare din hîrtie. Uleiul refulat de pompă intră în corpul 1 al filtrului prin orificiul 2, trece radial prin elementul 3 și se îndreaptă prin canalul 4 spre răcitorul de ulei. Cînd elementul de filtrare este îmbîcsit se deschide supapa de siguranță 5, la presiunea de  $1,4 \dots 1,9 \text{ daN/cm}^2$ . Motorul MAN D 2156 filtrează uleiul cu două elemente de filtrare (d). În corpul 1 se introduce filtrul de sită 2 (filtrul brut), iar în interiorul acestuia filtrul de hîrtie 3 (filtrul fin). În capacul 4 se găsesc trei supape 5, 6 și 7. Supapa 5 se deschide la  $1,8 \dots 2,3 \text{ daN/cm}^2$ , cînd filtrul de hîrtie este îmbîcsit; uleiul trece în conductă principală 8 numai prin filtrul de sită. Supapa 6 se deschide la  $6,5 \dots 7,5 \text{ daN/cm}^2$ , cînd sita este înfundată. Uleiul ocolește filtrul, acționează asupra supapei 7, care se deschide la presiunea de  $4,0 \dots 4,8 \text{ daN/cm}^2$  și trece parțial în conductă 8. Supapa 7 reglează presiunea uleiului și cînd filtrul funcționează normal, astfel ca presiunea de ieșire din filtru să nu depășească valoarea indicată pe figură.

Dimensionarea filtrelor constă în determinarea suprafeței de filtrare și a cotelor de gabarit ale filtrului. Suprafața de filtrare  $F$  se determină pe baza ecuațiilor fundamentale ale filtrării (20.1) și (20.2):

$$F [\text{cm}^2] = \frac{1000 \dot{V}_u [\text{l/min}]}{60 W [\text{cm/s}]} \quad (20.17)$$

$$W [\text{cm/s}] = \frac{\Delta p [\text{daN/cm}^2]}{\eta (\text{daNs/cm}^2) \cdot R [\text{cm}^{-1}]} \quad (20.18)$$

unde  $\dot{V}_u$  este debitul orar de ulei. Inițial, căderea de presiune în filtru este  $\Delta p = 0,2 \dots 0,5 \text{ daN/cm}^2$ , ulterior, prin îmbîcsire, ajunge pînă la  $0,8 \dots 1,2 \text{ daN/cm}^2$ , cînd se deschide supapa de siguranță. Viscositatea uleiului variază între  $2 \cdot 10^{-7} \dots 2,2 \cdot 10^{-7} \text{ daNs/cm}^2$ . Rezistența elementului de filtrare și viteza de filtrare variază în limitele  $(1 \dots 10) \cdot 10^6 \text{ cm}^{-1}$ , respectiv  $2 \dots 12 \text{ cm/s}$ . Suprafața de filtrare, determinată mai sus, reprezintă suprafața totală a porilor, de aceea se mai numește suprafața activă. Suprafața nominală,  $F_n$ , cu care se determină cotele de gabarit, este evident mai mare, din cauza materialului dintre pori. Ca urmare  $F_n = KF$ , unde  $K = 3,3 \dots 3,6$  la filtrele de sită și  $3,3 \dots 5$  la filtrele cu fir de sîrmă.

**Filtre active.** Unele filtre se utilizează nu numai pentru reținerea particulelor mecanice ci și pentru reținerea unor produși organici de oxidare dizolvați în ulei, precum și a apei. În aceste cazuri materialul filtrant este constituit din substanțe active naturale sau artificiale. Separarea nu se face pe cale mecanică, ci prin absorbție, hidratare sau chiar prin reacții chimice. Elementul de filtrare este alcătuit din fire, pîslă, hîrtie sau alte materiale impregnate cu substanțe chimice; se folosesc, de asemenea, ca mediul filtrant silicagelul sau amestecuri de oxizi de aluminiu ( $\approx 30\%$ ), bauxită ( $\approx 50\%$ ), mangan ( $\approx 1\%$ ), sulf ( $\approx 0,5\%$ ), vată de zgură ( $\approx 15\%$ ).

**Filtre magnetice.** Rețin particule metalice, produse ale uzării, și sînt alcătuite dintr-un magnet montat într-un corp special de filtrare sau în dopul de scurgere a uleiului.

**Filtre centrifuge.** Un filtru centrifugal de tip reactiv este prevăzut în sistemul de ungere al motorului MAN 2156 (fig. 20.18, a). În corpul 1 se montează rotorul 2 pe axul 3 care se sprijină în lagărele axiale 4 prevăzute în corp și în capacul 5. Uleiul intră în conductă 6, trece prin axul 3 în corpul rotorului,



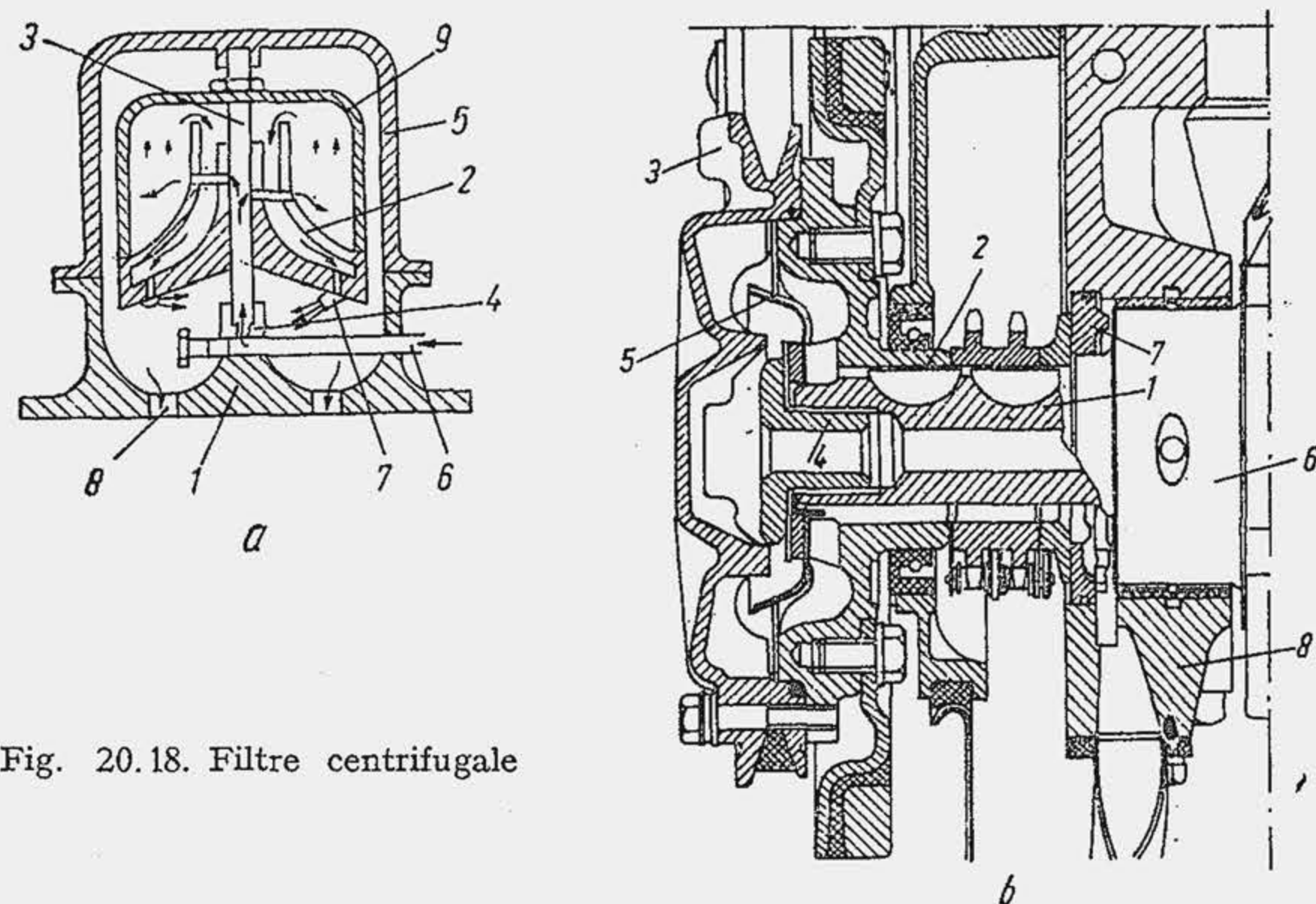


Fig. 20.18. Filtre centrifugale

iese prin duza 7 cu viteză tangențială mare și se întoarce în carter prin canalele 8. Impuritățile se depun pe clopotul 9 al rotorului, care se rotește odată cu el. În conducta 6 se montează o supapă cu arc, care permite accesul uleiului în centrifugă numai când presiunea depășește  $1...2 \text{ daN/cm}^2$ .

În figura (20.18, b) se arată centrifuga de ulei prevăzută pe motoarele unor turisme Fiat. Centrifuga prezintă ca particularitate principală aceea că rotorul este fixat pe arborele cotit, în partea din față, fiind antrenat astfel pe cale mecanică. Pe fusul 1, prevăzut în prelungirea arborelui cotit, se fixează prin pană butucul 2 al centrifugei. Rotorul 3 este prins de butucul 2 prin șuruburi. Pe fusul 1 prevăzut cu gaură centrală se prinde șurubul găurit 4, care fixează totodată deflectorul inelar 5. În fața fusului palier 6 se fixează un disc 7 care creează un spațiu inelar între el și partea frontală a fusului palier. Pe fusul 1 sînt frezate două canale longitudinale. În lagărul 8 este practicat un canal prin care pătrunde uleiul. Acesta ajunge în spațiul inelar dintre disc și fusul palier, trece prin discul 7 și prin canalele longitudinale frezate pe fusul 1 și pătrunde în centrifugă, unde este dirijat spre periferia rotorului de deflectorul inelar 5. Impuritățile mecanice se depun pe rotorul 3, care poate fi demontat simplu pentru curățire. Uleiul filtrat se îndreaptă prin gaura centrală din fusul 1 spre fusurile arborelui cotit.

Montarea centrifugei reactive în circuitul de ungere se realizează în mai multe variante (fig. 20.19). În (a) centrifuga este așezată în ramificație. Presiunea uleiului la intrarea în centrifugă este aceeași cu presiunea din magistrală. Soluția nu este satisfăcătoare deoarece odată cu creșterea uzurii pieselor în frecare și mărirea jocurilor presiunea uleiului în magistrală scade de la  $2,5...5 \text{ daN/cm}^2$  pînă la  $1,5 \text{ daN/cm}^2$ . Ca urmare se micșorează momentul reactiv care acționează centrifuga, turația rotorului se reduce, iar caracteristicile de filtrare se înrăutățesc. Acest dezavantaj este eliminat la centrifuga cu antrenare mecanică. În (b), circuitul de ungere include și un filtru de epurare brută, așezat în serie. Centrifuga este așezată înaintea filtrului de epurare brută. Pentru a mări presiunea uleiului în centrifugă, se prevede un orificiu calibrat înaintea filtrului brut. Astfel, presiunea ajunge în rotor la  $4,5...6 \text{ daN/cm}^2$  când în magistrală este de  $1,5...3 \text{ daN/cm}^2$  (limita inferioară pentru motorul uzat), iar turația rotorului nu scade sub  $5000 \text{ rot/min}$ . Calculele arată că schema cu filtru brut este mai eficientă. Dacă în ecuația

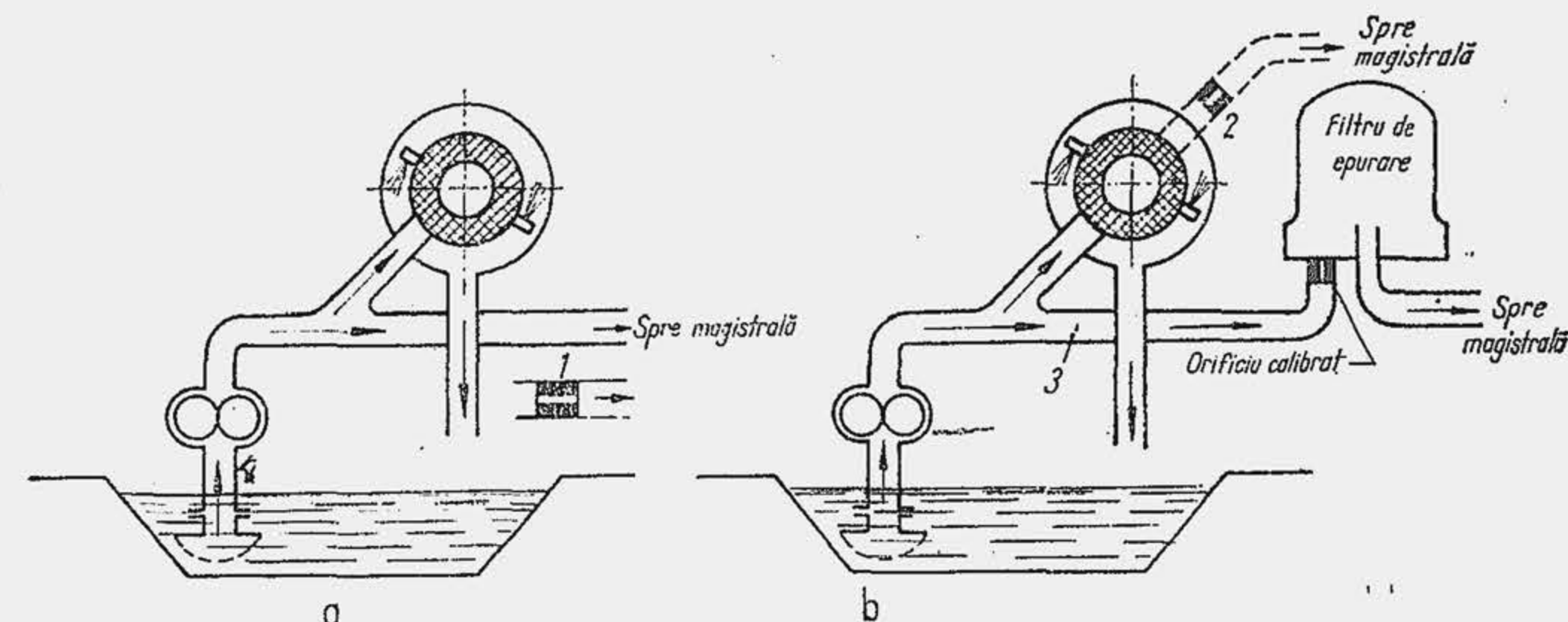


Fig. 20.19. Scheme de montare a centrifugei reactive în sistemul de ungere.

bilanțului material (20.11) se consideră că  $\dot{m}_{pf} = \dot{m}_{pc} + \dot{m}_{pb}$ , unde  $\dot{m}_{pc}$  este masa orară de particule reținute în centrifugă, iar  $\dot{m}_{pb}$  este masa orară de particule reținute în filtrul de epurare brută, atunci:

$$x_{lim} = \tau_f \dot{m}_{pu} / (c_{epc} + c_{epb}) m_u \quad (20.19)$$

unde  $c_{epc}$  și  $c_{epb}$  sînt coeficienții de epurare ai celor două filtre; rezultă că filtrarea brută micșorează conținutul limită de impurități mecanice din ulei. Pentru a mări presiunea în rotorul centrifugal se prevede un orificiu calibrat (soluția 1 din a). S-ar părea că eficiența schemei cu centrifuga în serie (soluția 2 din b cu întreruperea circuitului 3) este mai mare decît cea a schemei cu centrifuga în ramificație (a) deoarece uleiul trece de mai multe ori prin filtru în aceeași unitate de timp. Mărirea numărului de treceri micșorează însă timpul de ședere a uleiului în rotor, ceea ce reduce coeficientul de epurare, aproximativ în aceeași proporție în care el tinde să crească. Efectul schemei de montare a centrifugei de ulei în circuitul de ungere asupra conținutului limită de impurități este arătat în figura 20.20. Dezavantajele menționate se elimină la utilizarea unei scheme cu două pompe de ulei; una alimentează centrifuga, cealaltă magistrala. Soluția este eficientă și se utilizează pe unele motoare mari pentru autovehicule; este însă mai scumpă și complică exploatarea.

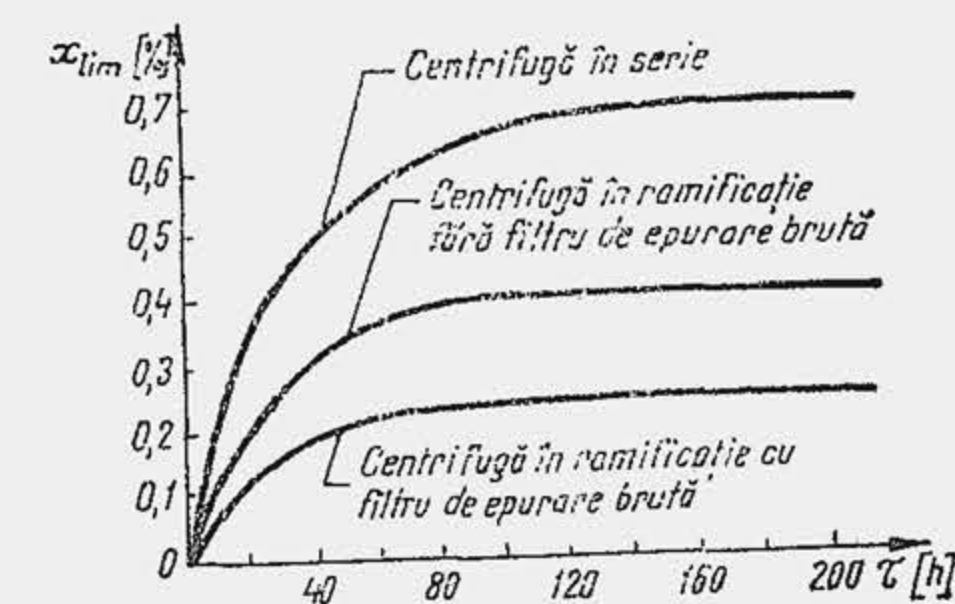


Fig. 20.20. Efectul schemei de montare a centrifugei de ulei asupra conținutului limită de impurități.

## BIBLIOGRAFIE

1. Bratu, E. *Operații și utilaje în industria chimică*. București, Edit. tehnică, 1960—1961.
2. Emilianov, P. A. *Filtrarea dizelnovo topliva*. Moskva-Leningrad, Mașghiz, 1962.
3. Glîbin, A. I. *Avtotraktornîe filtri dlea ocistki garincevo i masla*, Moskva. Mașghiz, 1960.
4. Grigoriev, M. A. și Pocrovski G. P. *Automobilnîe i traktornîe țentrifughi*. Moskva, Mașghiz, 1961.
5. Grodzievski, V. I. *Reaktivnîe țentrifughi dlea ocistki masla v dvigateliah vnutrennego sgorania*. Moskva-Kiev, Mașghiz, 1960.
6. Jujikov, V. A. *Filtrarea*. București, Edit. tehnică, 1962.



7. Kasatkin, A. G. *Procese și aparate principale în tehnologia chimică*. București, Edit. tehnică, 1963.
8. Kihthenko, V. A. și Hlebnikov, Iu. P. *Traktornîe tîclonnie vozduhoocistiteli*. Moskva, Mașghiz, 1963.
9. Mateevici, A. ș. a. *Automobile ROMAN*. București, Edit. tehnică, 1975.
10. Richter, K. *Filtrarea uleiului*. În: „Kraftfahrzeugtechnik”, 4, 1958.
11. Schilling, A. *Les huiles pour moteurs et le graissage des moteurs*. Paris, „Publications de l’Institut Française du Pétrole”, 1962.
12. \*\*\* *Automobile Engineer’s reference Book*. London. G. N. Limited, 1959.
13. \*\*\* *Motor SR-211*.
14. \*\*\* *Weatherhead’s million-mile filter*. În: „Diesel Equipment Superintend”, 8, 1964.
15. \*\*\* *Stream line edge filter*. În: „Engineering”. 1964.
16. \*\*\* *Fuel filtration*. În: „The Oil Engine and Gas Turbine”. 1951, nr. 213.

## SISTEMUL DE RĂCIRE

### 21.1. NECESITATEA SISTEMULUI DE RĂCIRE

**Necesitatea răcirii.** O parte din căldura dezvoltată în cilindru se transformă în lucru mecanic. Restul se evacuează prin gazele de evacuare și sistemul de răcire.

Gradul de răcire a cilindrului ca și organizarea rațională a răcirii influențează sensibil performanțele dinamice, economice și de durabilitate ale motorului. Contactul fluidului proaspăt cu pereții calzi din cilindru micșorează gradul de umplere; în schimb o temperatură a pereților prea scăzută amplifică pierderile de căldură și micșorează randamentul indicat. La MAC o temperatură mai ridicată ușurează autoaprinderea, iar motorul funcționează mai liniștit cu o economicitate sporită. La MAS o temperatură prea ridicată a pereților ușurează apariția diferitelor forme de ardere anormală. Temperatura suprafețelor de răcire influențează pierderile mecanice. Răcirea motorului influențează siguranța în funcționare și durabilitatea lui. Dacă nu se organizează rațional curentul fluidului de răcire apar creșteri locale de temperatură (de exemplu, în dreptul scaunului supapei de evacuare), care produc fisuri în chiulasă sau blocul de cilindri. Răcirea insuficientă duce la arderea unor piese, ca pistonul, supapa, bujia. Atât la temperaturi înalte cât și la temperaturi joase pelicula de ulei își pierde consistența, în primul caz din cauza reducerii viscozității uleiului cu temperatura, în al doilea caz din cauza diluării uleiului cu fracțiunile grele din combustibil, condensate pe oglinda cilindrului. În ambele cazuri se intensifică uzura pieselor prin frecare și se reduce durabilitatea motorului. S-a observat că la reducerea temperaturii lichidului de răcire de la 80°C la 30°C uzura generală a motorului de autovehicul crește de 4...5 ori. Este necesar nu numai să se răcească motorul, dar trebuie găsită și menținută în exploatare temperatura optimă a fluidului de răcire, la care indicii de performanță ai motorului sînt cei mai buni.

**Sisteme de răcire.** Se numește sistem de răcire al unui motor totalitatea agregatelor, aparatelor și dispozitivelor care asigură evacuarea forțată prin pereți a unei părți din căldura dezvoltată în cilindrul motorului. Sistemele de răcire se clasifică astfel: 1) după natura fluidului de răcire: răcire cu lichid și răcire cu aer; 2) după viteza de deplasare a fluidului de răcire: răcire naturală și răcire forțată (singurul procedeu aplicat la motoarele de autovehicule). În sistemul de răcire cu lichid, transferul de căldură de la cilindru la mediul ambiant se realizează prin intermediul unui lichid; în sistemul de răcire cu aer căldura se transmite direct aerului din mediul înconjurător. În primul caz în sistemul de răcire are loc: transportul căldurii la un schimbător de căldură, numit radiator, și difuziunea căldurii de la radiator către mediul ambiant.



Sistemul de răcire cu lichid este alcătuit din două circuite: circuitul de apă și circuitul de aer; sistemul de răcire cu aer este format numai din circuitul aerului. Se numește circuit de apă totalitatea elementelor care participă la transportul căldurii de la cilindru la radiator (cămașa de apă din cilindri și chiulasă, conductele, radiatorul, pompa de apă, organele de reglaj etc.). Se numește circuit de aer totalitatea elementelor care participă la difuziunea căldurii în aer (radiator, ventilator, organe de reglaj etc.). Se observă că radiatorul este punctul de contact al celor două circuite. Sistemul de răcire cu lichid este de două feluri: normal și sub presiune. Sistemul este normal dacă presiunea în circuitul de lichid este egală cu presiunea mediului ambiant; sistemul este sub presiune dacă presiunea în circuitul de lichid este mai mare decât presiunea atmosferică.

**Fluxul de căldură evacuat prin sistemul de răcire.** Potrivit datelor experimentale, fracțiunea  $f_r$  din căldura dezvoltată în cilindru și evacuată prin sistemul de răcire variază în limite foarte largi,  $f_r = 15...35\%$ ; fracțiunea  $f_r$  depinde de numeroși factori, dintre care tipul motorului are rolul principal. La MAC randamentul efectiv este mai mare, se transformă mai multă căldură în lucru mecanic, se difuzează în mai puțină căldură în mediul ambiant. De aceea, în regimul nominal, la MAC,  $f_r = 20...25\%$  față de  $23...28\%$  la MAS.

Fluxul de căldură  $\dot{Q}_{rac}$  care se evacuează prin sistemul de răcire este suma a două componente:  $\dot{Q}_{rac} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad}$ , unde  $\dot{Q}_{conv}$  este fluxul prin convecție, iar  $\dot{Q}_{rad}$  fluxul prin radiație. La MAS,  $\dot{Q}_{rad}$  este neglijabil; la MAC  $\dot{Q}_{rad}$  ajunge pînă la 20% din  $\dot{Q}_{rac}$ .

În tabela 21.1 se arată repartitia pierderilor de căldură în sistemul de răcire, după procesele caracteristice dintr-un ciclu, la arderea a 1 kg combustibil. Dificultățile de calcul pentru  $\dot{Q}_{conv}$  și  $\dot{Q}_{rad}$  îl determină pe proiectant să evalueze pe  $\dot{Q}_{rac}$ . Fracțiunea  $f_r$  este  $f_r = \dot{Q}_{rac}/\dot{Q}_i C_e$ , unde  $\dot{Q}_i$  este puterea calorică inferioară a combustibilului, iar  $C_e$  — consumul de combustibil. Pe baza relației (1.31) rezultă

$$\dot{Q}_{rac} = f_r \dot{Q}_i C_e P_e \cdot 10^{-3}, \quad [\text{kJ/h}] \quad (21.1)$$

unde  $\dot{Q}_i$  este în kJ/kg;  $C_e$  în g/kWh,  $P_e$  în kW. Dacă se împarte  $\dot{Q}_{rac}$  la  $P_e$  se obține un criteriu de încărcare specifică a sistemului de răcire  $q_r$  [kJ/kWh sau kcal/CPh] ale cărei valori, în regim nominal sau de putere maximă se indică în tabela 21.2. Rezultă

$$\dot{Q}_{rac} = q_r \cdot P_e \quad (21.2)$$

Cînd se dispune de calculul termic al motorului, rezultă din relația (8.14)  $\dot{Q}_{rac}$  (kg/kg), iar fluxul de căldură este  $\dot{Q}_{rac} = \dot{Q}_{rac} \cdot C_e$ .

## 21.2. RĂCIREA CU LICHID

### 21.2.1. ASPECTE FUNCȚIONALE

**Sensul curentului de lichid.** Schema simplă a unui circuit de lichid (fig. 21.1) este alcătuită din radiatorul 1, pompa de apă 2, cămașa cilindrilor și chiulasei, precum și conductelor de legătură. În absența pompei, lichidul circulă de jos în sus prin blocul de cilindri și chiulasă (circulație naturală), deoarece pe măsură ce se încălzește, își micșorează masa specifică și se ridică la partea superioară a circuitului; în radiator lichidul circulă de sus în jos,

Tabela 21.1

Repartiția pierderilor de căldură în sistemul de răcire după procesele caracteristice dintr-un ciclu

Tipul motorului	Pierderi în sistemul de răcire, în kJ/kg	Admisune		Comprimare		Ardere		Destindere		Evacuare	
		Total, în kJ/kg	în procente	Total, în kJ/kg	în procente	Total, în kJ/kg	în procente	Total, în kJ/kg	în procente	Total, în kJ/kg	în procente
MAS	43 942	—	—	241	+ 1,8 (— 1,8)	3 482	26	3 348	25	6 321	47,2
MAC	41 850	—	—	293	2,5	4 898	41,8	2 930	25	3 597	30,7

$$1 \text{ kJ} = 1/4,185 \text{ kcal} = 0,239 \text{ kcal}$$

Tabela 21.2

Încărcarea specifică a sistemului de răcire pentru motoare de autovehicule

Tipul motorului	$q_r$ [kJ/kWh] [ $\times 0,176$ kcal/CPh]
MAS	2 400...3 300
MAC	2 400...2 800
— cameră unitară	2 800...3 500
— cameră separată	1 900...2 200
MAC supraalimentat	



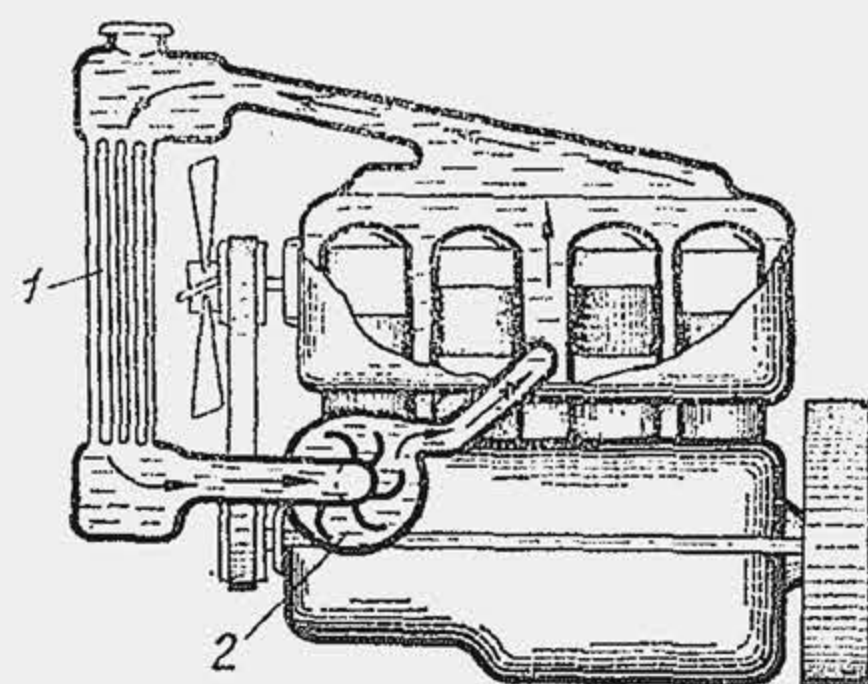


Fig. 21.1. Schema unui circuit de lichid din sistemul de răcire.

scopul ușurării evacuării bulelor de aer și vaporii din cămășile cilindrilor, sensul curentului de lichid trebuie să fie tot de jos în sus, pentru a nu se opune deplasării libere a bulelor. Totodată conducta de evacuare a lichidului încălzit se așază la partea superioară a circuitului de lichid și se înclină spre radiator, ceea ce ușurează trecerea vaporilor și aerului în bazinul superior al radiatorului. La sistemele normale de răcire se prevede în bazinul superior al radiatorului o țevă de evacuare a aburului.

Pompa de apă se așază la partea inferioară a circuitului de lichid. Așezarea pompei la partea superioară este obiecționabilă, deoarece se aspiră în rotorul pompei vaporii și aerul din circuit, ceea ce reduce sensibil debitul pompei și produce deteriorarea ei prin șocurile provocate de întreruperea coloanei de lichid. Pompa trebuie să realizeze o cădere de presiune  $\Delta p_p$  suficientă, pentru învingerea rezistențelor hidraulice, la deplasarea forțată a lichidului. Radiatorul introduce aproximativ jumătate din rezistențele hidraulice (fig. 21.2), astfel încât apare pericolul ca la ieșirea apei din radiator, mai ales la înfundarea țevelor cu murdărie sau depuneri de piatră, presiunea lichidului să fie mai mică decât presiunea de vaporii. În acest caz apare fenomenul de cavitație, urmat de formarea de bule de vaporii, care antrenate în regimurile de presiuni mai mari, sînt comprimate brusc, iar lichidul produce șocuri care deteriorează mai ales pompa de apă. De aceea, pentru a preveni cavitația, presiunea lichidului la intrarea în pompă ( $p$ ) trebuie să fie mai mare decât presiunea de vaporii ( $p_{cav}$ ), astfel încât  $\Delta p_{cav} = p - p_{cav} = 1,4 \dots 4,0$  m H<sub>2</sub>O. Limitele de variație a rezistențelor hidraulice din circuitul lichidului de răcire la motoarele de autovehicule sînt arătate în tabela 21.3.

Tabela 21.3

Limitele de variație a rezistențelor hidraulice din circuitul de răcire

Porțiunea din circuit	Căderea de presiune [m H <sub>2</sub> O]
Conductele de legătură	0,75...1,25
Cămășile cilindrilor	1,25...1,50
Radiator	2,00...2,50
În total	4,00...5,55 uneori pînă la 12

**Presiunea lichidului din sistemul de răcire.** În sistemul normal de răcire presiunea în circuitul de lichid nu depășește presiunea atmosferică. Sistemul normal de răcire are avantajul simplității, în schimb în acest caz au loc pierderi de lichid prin vaporizare; de aceea în sistemele normale de răcire drept lichid de răcire se utilizează apa, care trebuie înlocuită frecvent. De aici rezultă două neajunsuri: în primul rînd, temperatura apei din cămașa cilindrului nu poate depăși 85...90°C (pentru a preveni fierberea) deși temperatura optimă este ceva mai ridicată; în al doilea rînd, pe timp de iarnă, apa îngheață și se dilată, producînd fisurarea blocului de cilindri și a chiulasei și scoaterea din funcțiune a motorului.

Exploatarea pe timp de iarnă devine nesigură și incomodă, fiind necesară evacuarea apei din sistemul de răcire la o staționare mai îndelungată.

Pentru a reduce cantitatea de lichid din sistemul de răcire ca și căldura evacuată prin sistemul de răcire (ceea ce micșorează dimensiunile de gabarit ale sistemului), s-a adoptat pe scară largă sistemul de răcire sub presiune (0,5...1,1 daN/cm<sup>2</sup> peste presiunea mediului ambiant). Mărirea presiunii în sistemul de răcire permite o sporire corespunzătoare a temperaturii lichidului de răcire (100...115°C) deoarece crește temperatura de fierbere (fig. 21.3, a). Frațiunea  $f_r$  este în medie cu 5% mai mică pentru fiecare spor de 10% a temperaturii lichidului de răcire (b). În sistemul de răcire sub presiune se utilizează lichide speciale de răcire, care nu prezintă pericolul de îngheț. De aceea, lichidele speciale de răcire trebuie să posede următoarele proprietăți: 1) punct de înghețare redus; 2) temperatură de fierbere ridicată; 3) dependența redusă a viscozității de temperatură; 4) stabilitate fizico-chimică; 5) proprietăți anticorozive înalte; 6) căldură specifică ridicată. Lichidele care îndepli-

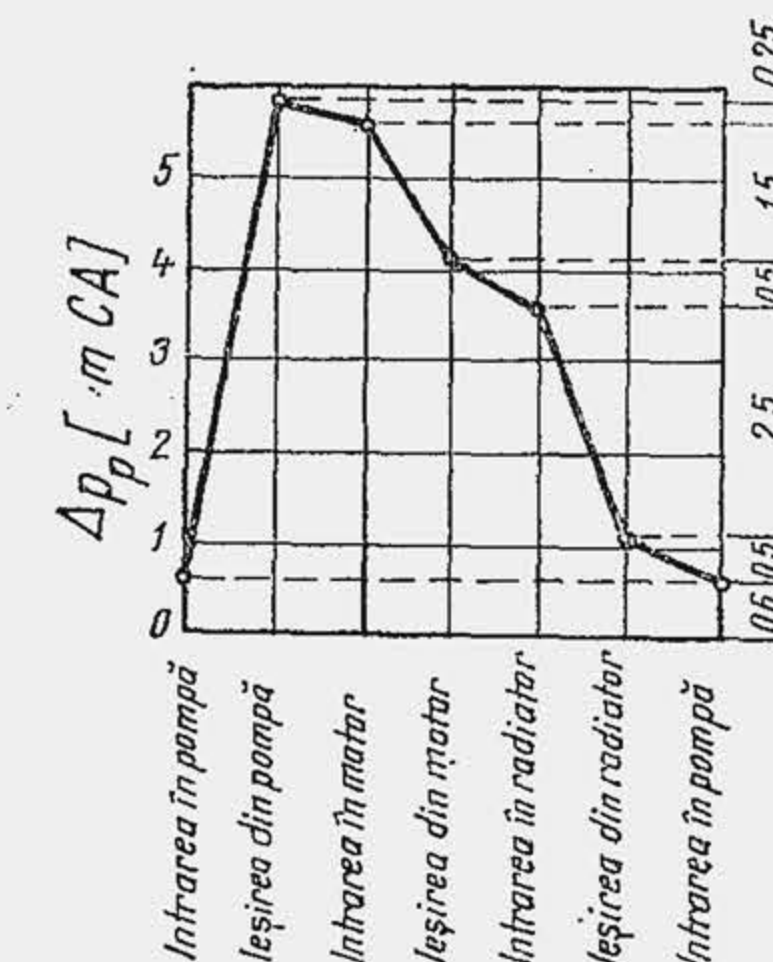


Fig. 21.2. Rezistențele hidraulice în circuitul de lichid.

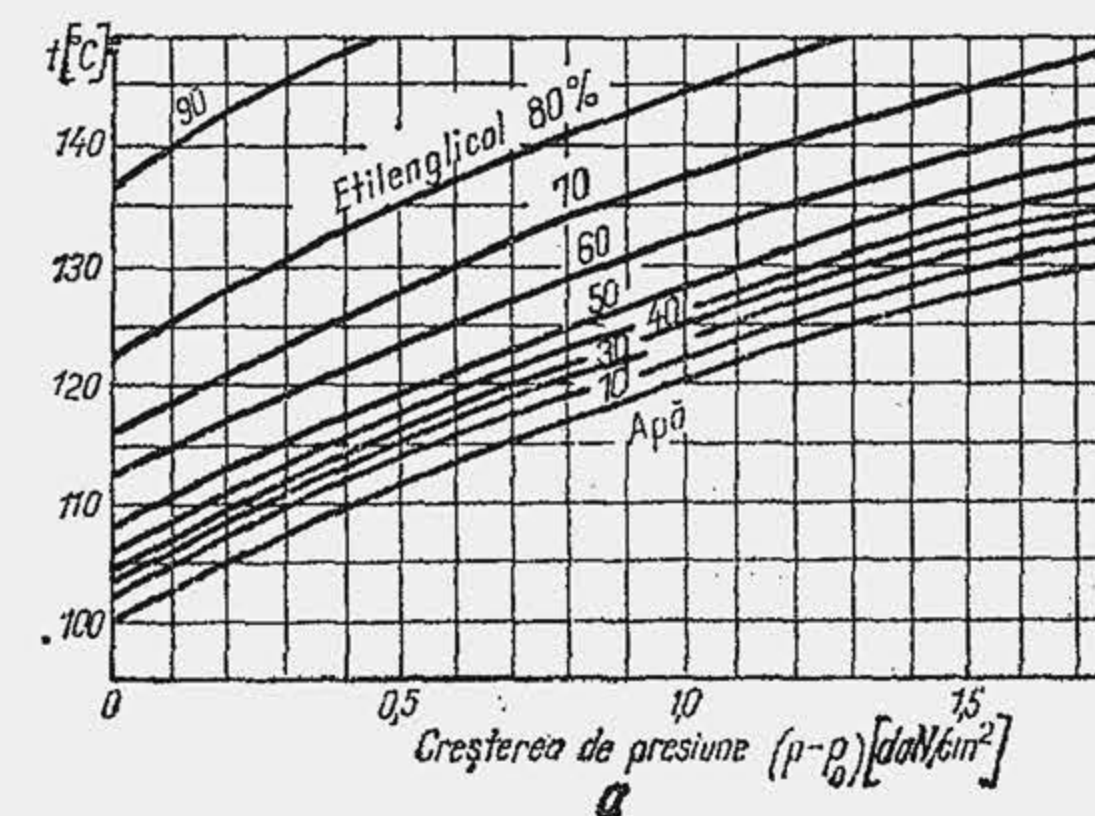


Fig. 21.3. Influența presiunii asupra temperaturii de fierbere a lichidului de răcire (a); influența temperaturii asupra fluxului de căldură preluat de sistemul de răcire (b).



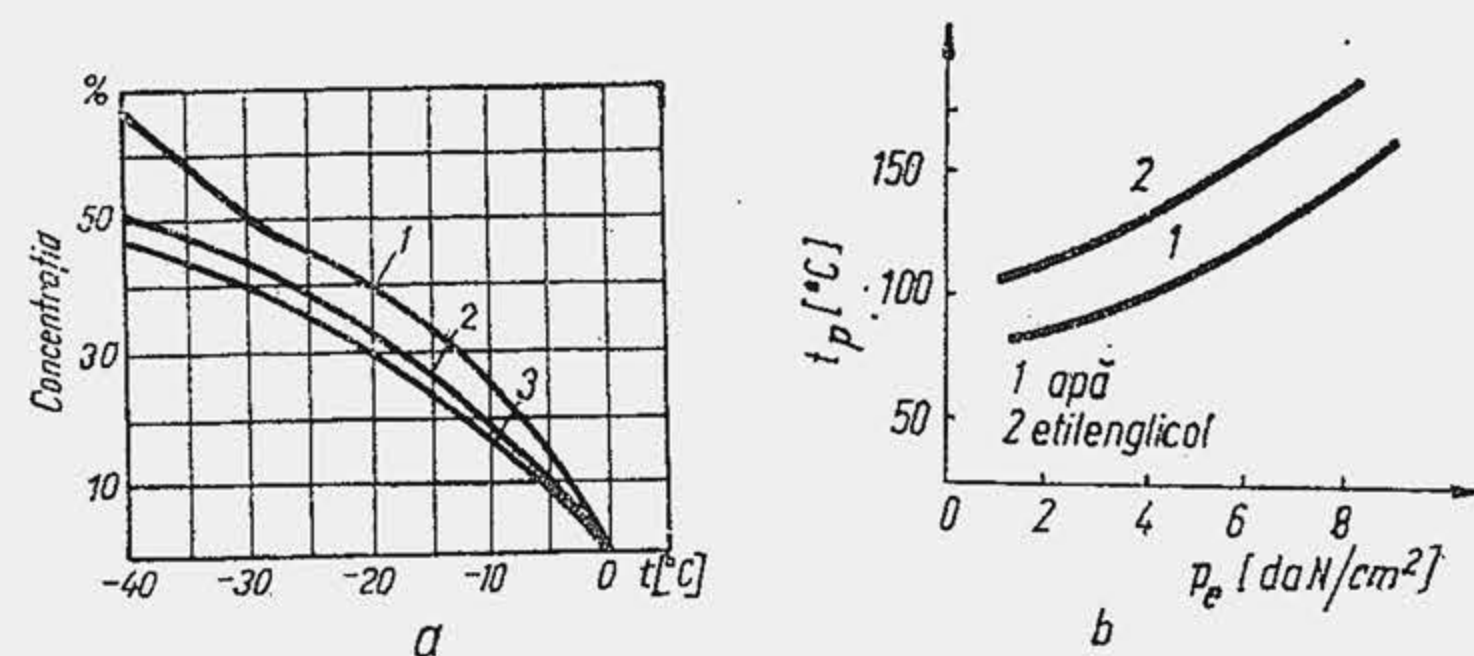


Fig. 21.4. Punctul de îngheț pentru amestecuri antigel (a):  
1 — spirt etilic; 2 — etilenglicol; 3 — spirt metilic;  
variația temperaturii pereților în funcție de sarcină (b).

nesc aceste condiții se numesc antigel și sînt amestecuri de apă și substanțe cu punct de îngheț coborît. În figura 21.4, a se arată punctul de îngheț pentru cîteva amestecuri antigel. Cel mai adesea se utilizează amestecuri de apă și etilenglicol în diferite proporții. Etilenglicolul avînd și o temperatură de fierbere mai ridicată micșorează fracțiunea  $f_r$  cu 10...12%, ceea ce reduce dimensiunile sistemului de răcire (radiator, pompă de apă) și menține la un nivel mai ridicat temperatura interioară  $t_p$  a cilindrului (b).

Sistemele de răcire, mai ales cele sub presiune, trebuie să asigure o etanșare perfectă. În figura 21.5 se arată punctele de etanșare în sistemul de

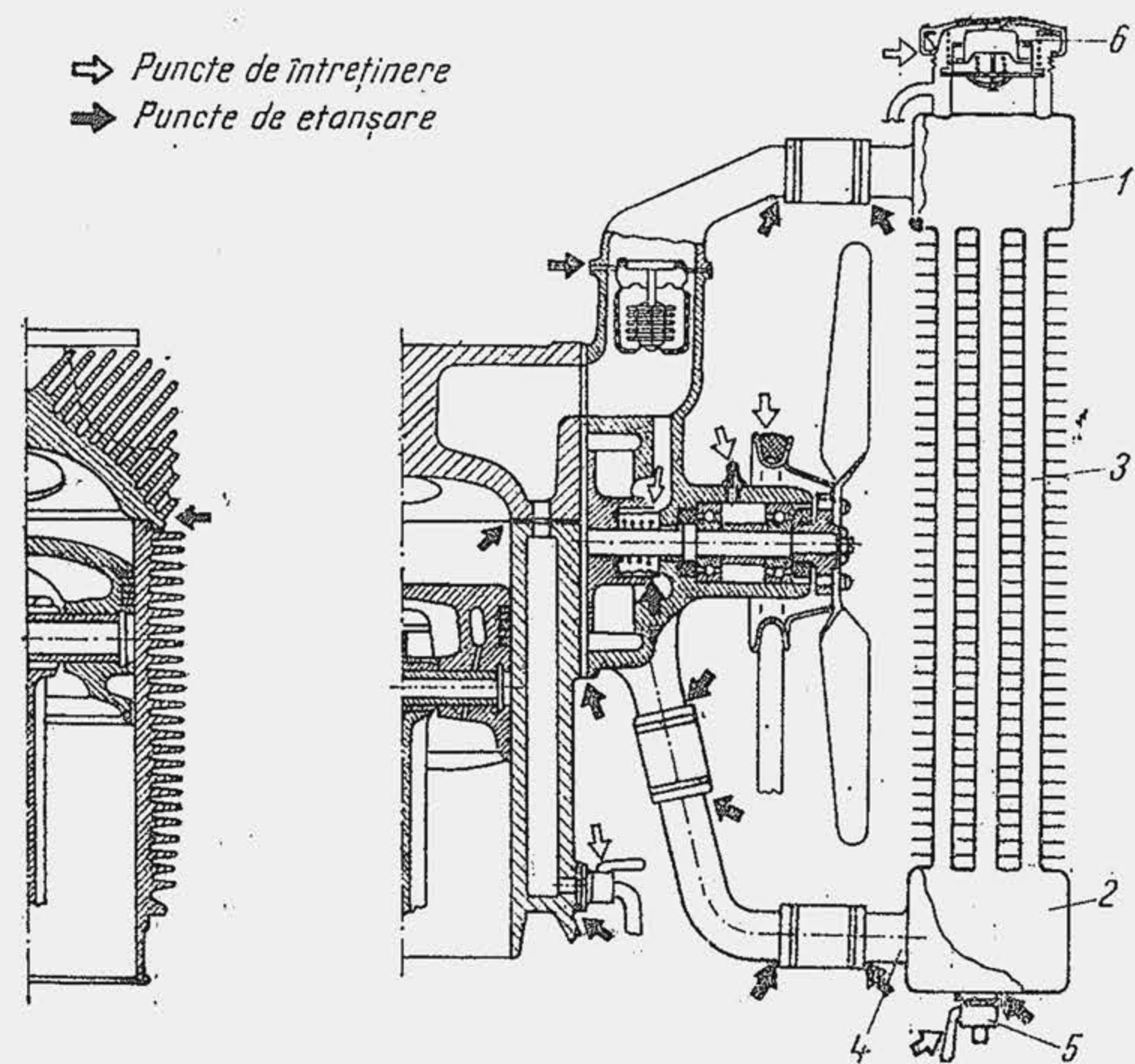


Fig. 21.5. Puncte de etanșare în sistemul de răcire cu aer (a) și lichid (b).



Fig. 21.6. Sisteme de răcire sub presiune cu circuite de drenaj și compensare.

răcire cu lichid și aer. La orice sistem de răcire îmbinarea conductelor trebuie să fie elastică pentru a prelua deformațiile termice, vibrațiile și șocurile; de aceea se folosesc îmbinări cu furtun de cauciuc și coliere de strîngere.

În cazul sistemelor de răcire sub presiune, în afara circuitului principal al lichidului se prevede un circuit secundar, numit circuitul de drenaj și compensare. Acesta este alcătuit dintr-un rezervor de compensare RDC (fig. 21.6), al cărui volum reprezintă 10...15% din volumul total al circuitului de lichid și din conductele de legătură și care se așază în serie cu radiatorul (a) sau în paralel (b). În al doilea caz, în afara circuitului principal (ABCDE), se prevede un circuit de drenaj (C'F și C''F) și un circuit de compensare (GA). Rezervorul de compensare se așază deasupra motorului și îndeplinește mai multe funcțiuni: în primul rînd el servește pentru drenajul aburului din circuit, de aceea el este umplut incomplet cu lichid, în spațiul liber (5...6% din volumul total al circuitului) colectîndu-se aburul și aerul; în al doilea rînd servește pentru compensare. Fixat deasupra radiatorului (așezare în serie), el creează o suprapresiune în radiator pentru ca presiunea apei în fața pompei să nu scadă sub presiunea de vapori; se observă că în acest caz el este mai puțin eficient (cifrele indică suprapresiunea locală din circuit). La așezarea în paralel, lichidul de răcire din RDC ajunge direct în conducta de aspirație a pompei, ceea ce mărește eficiența soluției; în al treilea rînd, rezervorul RDC compensează lipsa de lichid din cămășile de apă la înclinarea autovehiculului; în al patrulea rînd, spațiul liber din rezervorul RDC preia dilatările lichidului.

## 21.2.2. RADIATORUL

**Construcția radiatorului.** Radiatorul se compune din trei părți principale (v. fig. 21.5): bazinul superior 1, bazinul inferior 2 și partea centrală, de răcire 3. Partea de răcire constituie partea principală a radiatorului și este alcătuită dintr-un număr mare de țevi nervurate prin care trece lichidul de răcire. Bazinul superior asigură distribuția uniformă a apei încălzite, între țevile părții centrale; bazinul inferior colectează apă rece și o evacuează prin conducta 4 spre pompă. La bazinul inferior este prevăzut robinetul 5 de evacuare a lichidului din circuit. La bazinul superior se prevede orificiul de încărcare 6, închis cu un capac în care se montează supapa de siguranță și conducta de legătură cu circuitul. Uneori se prevede o sită de filtrare a apei. Radiatorul



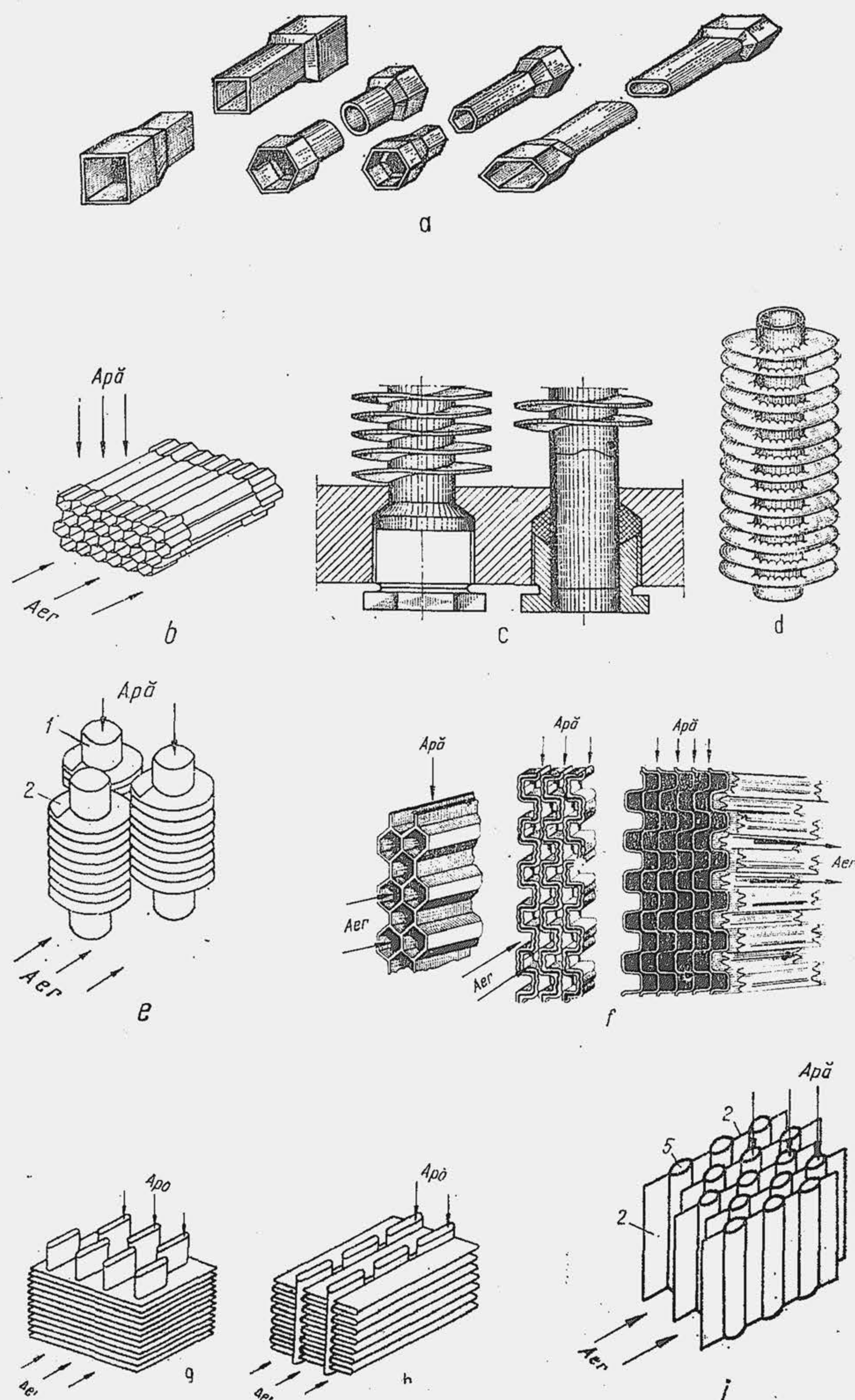


Fig. 21.7. Țevi pentru radiatoarele motoarelor de autovehicule.

se fixează într-un cadru care se prinde cu șuruburi și se sprijină pe rama autovehiculului prin garnituri elastice, pentru a amortiza vibrațiile.

După modul de circulație a apei se disting trei tipuri de radiatoare: cu țevi de aer sau aerotubulare, cu țevi de apă sau acvatubulare, cu benzi ori lamele sau acvalamelare. Radiatoarele aerotubulare sînt alcătuite din țevi scurte, orizontale, cu capetele vâlțuite în forme diferite și apoi lipite (fig. 21.7, *a* și *b*). Aerul circulă prin interiorul țevilor (de aici denumirea de aerotubulare), iar apa, sub formă de peliculă, prin exteriorul lor. Radiatorul are o rezistență aerodinamică redusă. În schimb construcția are o rezistență mecanică insuficientă și coeficientul de compactitate redus (v. pag. 794) de aceea nu se utilizează în prezent la motoarele de autovehicul. Radiatoarele acvatubulare (apa circulă prin țevi) sînt de două feluri: demontabile și lipite. Din prima grupă fac parte radiatoarele cu țevi drepte, circulare în secțiune, prevăzute cu nervuri simple sau în spirală (*c*, *d* și *e*). Țevile se prind la capete și se etanșează cu garnituri. Construcția este simplă și permite înlocuirea ușoară a țevilor avariate, dar nu are compactitate suficientă, coeficientul de compactitate variind între 430 și 550 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>. Radiatoarele acvalamelare sînt de tipul nedemontabil și sînt confecționate din lame sau benzi de metal (*f*), pliate convenabil, astfel încît între ele rămîne un spațiu de 2...3 mm prin care se deplasează pelicula de apă. Au o tehnologie de fabricație dificilă și compactitate redusă. Pentru motoarele de autovehicul se utilizează radiatoare cu țevi de apă și plăci (*g*). Țevile pot fi plate, ovale sau rotunde și sînt așezate în culoar (unele în spatele celorlalte) sau în zigzag. În locul nervurilor individuale se folosesc plăci comune, care asigură radiatorului o mare rigiditate. Asemenea radiatoare sînt foarte eficiente și ajung cu coeficientul de compactitate pînă la 1 000 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>. Foarte eficiente s-au dovedit și radiatoarele cu țevi plate și benzi pliate (*h*), care ajung la o suprafață volumică comparabilă cu precedenta, se confecționează mai ușor, în schimb nu au rigiditate suficientă. În ultimul timp se utilizează radiatoare cu țevi voalate, formate din tuburi ovale turtite, imprimate în bandă (*i*).

Radiatoarele cu țevi plate și plăci dau rezultate bune pentru dimensiuni ale secțiunii țevii de 18...20 × 2,5...3,5 mm; grosimea țevii, 0,12...0,25 mm; grosimea plăcii 0,08...0,15 mm; pasul dintre țevi pe lățimea radiatorului, 7...15 mm, pasul pe adîncime, 2,5...7 mm; pasul dintre plăci, 1,8...4,5 mm. Se obține o compactitate ridicată și o eficiență sporită cu cît e mai redusă grosimea peliculei de apă. De aceea, pentru țevile plate se alege o grosime minimă de 2,5...3,5 mm, determinată de tehnologia de fabricație și de pericolul de înfundare, mai ales cu depuneri de piatră.

**Calculul radiatorului.** Determinarea dimensiunilor principale ale radiatorului — suprafața de schimb de căldură, suprafața frontală, adîncimea — constituie o problemă dificilă deoarece depinde în mare măsură de parametrii experimentali. Pentru calcul se utilizează formula generală a schimbului de căldură, relația (1) din tabela 21.4.

În figura 21.8 se arată variația temperaturii aerului și lichidului la intrarea și ieșirea din radiator; se observă că este vorba de un curent încrucișat pentru care se calculează diferența medie logaritmică corectată. Pentru simplificare se admite că  $\Delta t_m$  reprezintă diferența medie aritmetică, adică, diferența dintre temperatura medie a lichidului  $t_{ml}$  și temperatura medie a aerului, relațiile (2), (2') și (2''), unde  $t_{i1}$ ,  $t_{e1}$ ,  $t_{i2}$ ,  $t_{e2}$  sînt temperaturile de intrare și ieșire a lichidului, respectiv a aerului, din radiator.



Relații pentru calculul radiatorului

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Fluxul de căldură evacuat prin radiator	$\dot{Q}_{rac} = K_{rad} A_{aer} \Delta t_m \text{ [kJ/h]} [\times 0,239 \text{ kcal/h}] \quad (1)$
Diferența medie de temperatură	$\Delta t_m = t_{mi} - t_{ma} \quad (2)$ $t_{mi} = (t_{il} + t_{el})/2 \quad (2')$ $t_{ma} = (t_{ia} + t_{ea})/2 \quad (2'')$
Coeficientul global de schimb de căldură	$K_{rad} = \frac{1}{\frac{1}{C_l} \cdot \frac{A_{aer}}{A_l} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{A_{aer}}{A_l} + \frac{1}{C_{aer}}} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \text{hK}} \right] \quad (3)$
Coeficientul de nervurare	$\varphi_{ner} = A_{aer}/A_l \quad (4)$
Coeficientul $K_{rad}$ definit pe baza curbelor din figura (21.9)	$K_{rad} = K_{60} \cdot \frac{\Delta t_m}{60} \quad (5)$
Coeficientul de compactitate	$\varphi_{com} = A_{aer}/A_f \cdot l_{rac} \left[ \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3} \right] \quad (6)$
Aria frontală a radiatorului	$A_f = \frac{\dot{Q}_{rac}}{\dot{Q}_{60}} \cdot \frac{60}{\Delta t_m} [\text{dm}^2] \quad (7)$
Numărul țevilor radiatorului	$i_t = \frac{\dot{Q}_{rac}}{3600 A_t \rho_l W_l c_{pl} \Delta t_l} \quad (8)$ $i_t = A_l/l_t \cdot H_{rad} \quad (9)$
Debitul de lichid prin radiator	$\dot{V}_l = \frac{\dot{Q}_{rac}}{3600 \rho_l c_{pl} \Delta t_l} = i_t A_t W_l \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (10)$
Volumul de lichid din circuitul de răcire	$V_l = 60 \cdot 10^3 \dot{V}_l / z_t [l] \quad (11)$

Valori pentru calcul:

$t_{il} = 85 \dots 115^\circ\text{C}$ ;  $t_{ia} = 40 \dots 45^\circ\text{C}$ ;  $t_{el} = t_{il} + (6 \dots 12)^\circ\text{C}$ ;  $t_{ea} = t_{ia} + (10 \dots 12)^\circ\text{C}$ ;  $\varphi_{ner} = 7 \dots 10$ ;  $\varphi_{com} = 900 \dots 1300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ;  $C_l = (25 \dots 33) \cdot 10^3 \text{ kJ/m}^2\text{hK}$ ;  $C_{aer} = 85 \dots 500 \text{ kJ/m}^2\text{hK}$ ;  $\lambda_{cupru} = 1380 \text{ kJ/mhK}$ ;  $\lambda_{alamă} = 375$  (idem);  $\lambda_{aluminium} = 730$  (idem);  $\lambda_{otel} = 160$  (idem);  $\delta = 0,1 \dots 0,25 \text{ mm}$ .

Coeficientul global de schimb de căldură  $K_{rad}$  este dat de relația (3) unde  $A_{aer}$  și  $A_l$  sînt suprafețele de schimb de căldură în contact cu aerul și lichidul,  $C_l$  și  $C_{aer}$  sînt coeficienții respectivi de convecție,  $\delta$  și  $\lambda$  sînt grosimea și coeficientul de conductibilitate al țevii de lichid. Raportul  $A_{aer}/A_l$  se numește coeficientul de nervurare, relația (4);  $A_{aer}$  crește cu  $\varphi_{ner}$  dar se amplifică și rezistențele la curgere. Dacă se ia în considerare depunerea de piatră, în relația (3) intervine termenul suplimentar  $\delta_{piatră}/\lambda_{piatră}$ , a cărui valoare (de pildă 0,0004/2) reprezintă 2...3% din  $1/C_{aer}$ , ceea ce arată că depunerea de

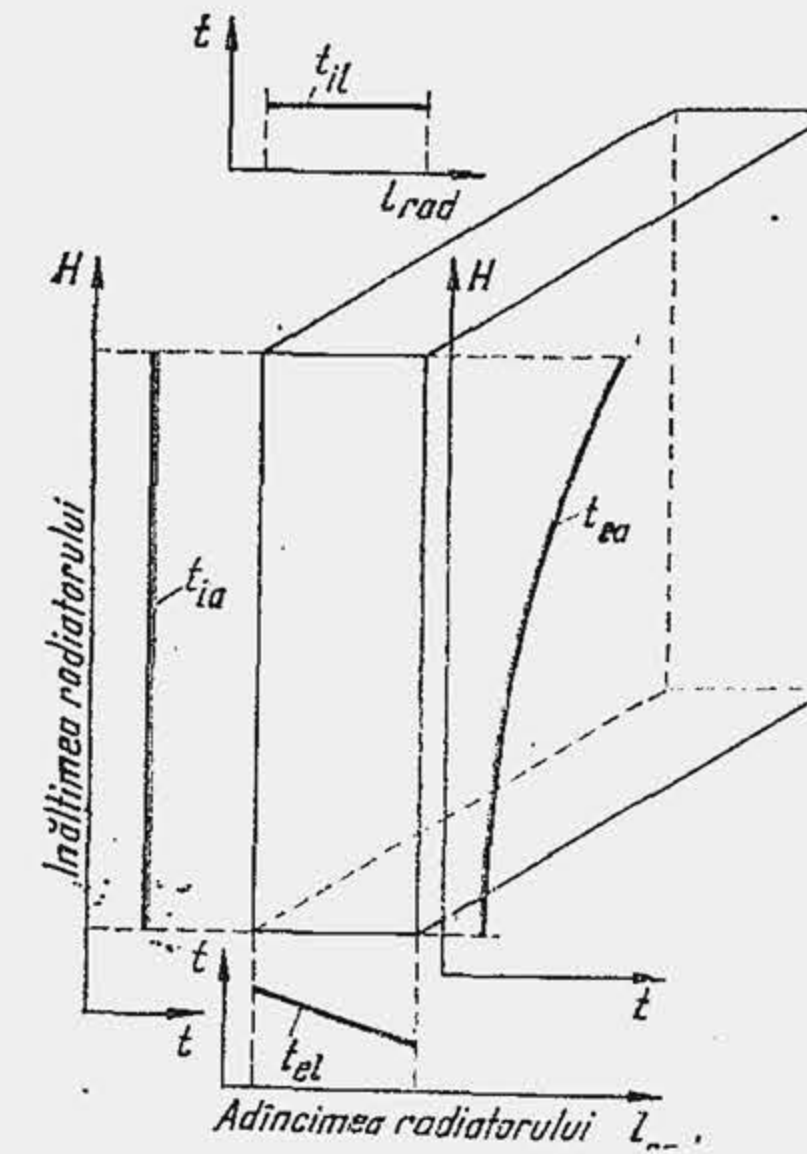


Fig. 21.8. Variația temperaturii aerului și lichidului la intrarea și ieșirea din radiator.

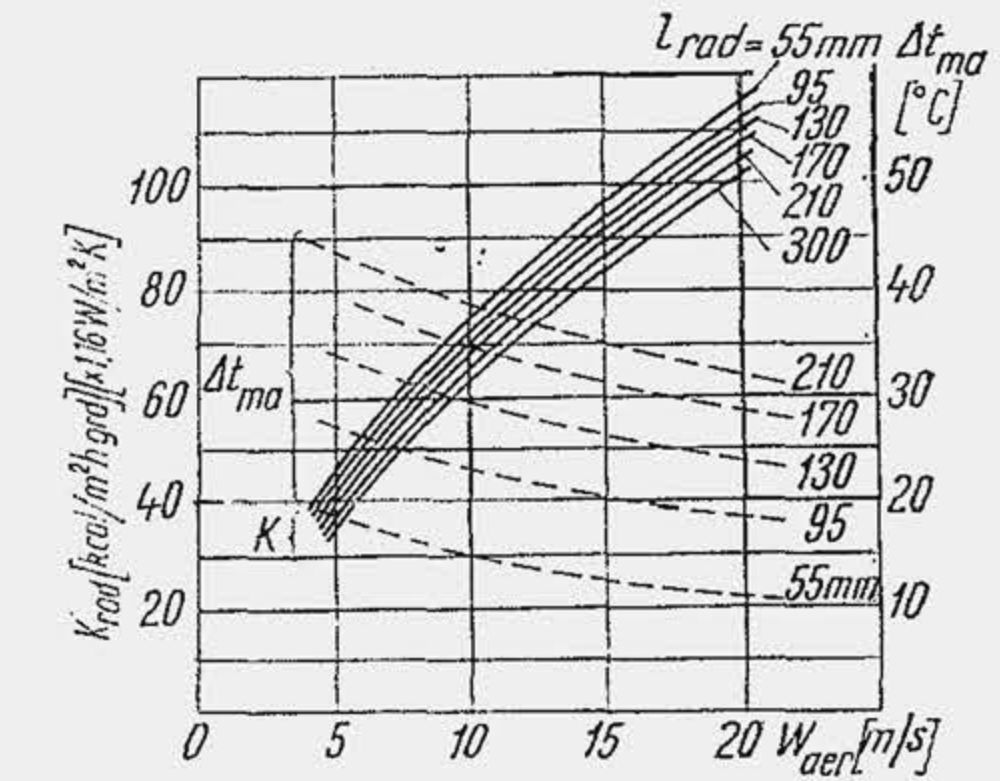


Fig. 21.9. Curbe experimentale pentru un radiator de referință.

piatră nu este dăunătoare din cauza frînării fluxului termic; efectul principal este cel de înfundare a țevilor, ceea ce amplifică rezistența hidraulică a radiatorului. Întrucît  $C_l \gg C_{aer}$  se admite  $K_{rad} \approx C_{aer}$ .

Pe baza datelor experimentale, se alege  $K_{rad}(C_{aer})$ . În figura 21.9 se arată variația lui  $K_{rad}$  — denumit  $K_{60}$  — cu adâncimea radiatorului ( $l_{rad}$ ) și viteza aerului prin radiator ( $W_{aer}$ ), precum și gradul de încălzire a aerului care trece prin radiator ( $\Delta t_{ma}$ ) pentru o diferență medie aritmetică  $\Delta t_m = \Delta t_{60} = 60^\circ$ . Atunci  $K_{rad}$  este dat de relația (5). Se observă că eficiența radiatorului este cu atât mai redusă cu cât adâncimea lui este mai mare, deoarece convecția este mai puțin eficientă către spatele radiatorului. O influență considerabilă asupra lui  $K_{rad}$  o are contactul dintre nervuri și țeava de apă. Se observă că dacă se ia ca bază de comparație nervura bine lipită (a) (fig. 21.10, a), în cazul nervurilor lipite incomplet (b) sau nelipite (c)  $K_{rad}$  scade pînă la 40%.

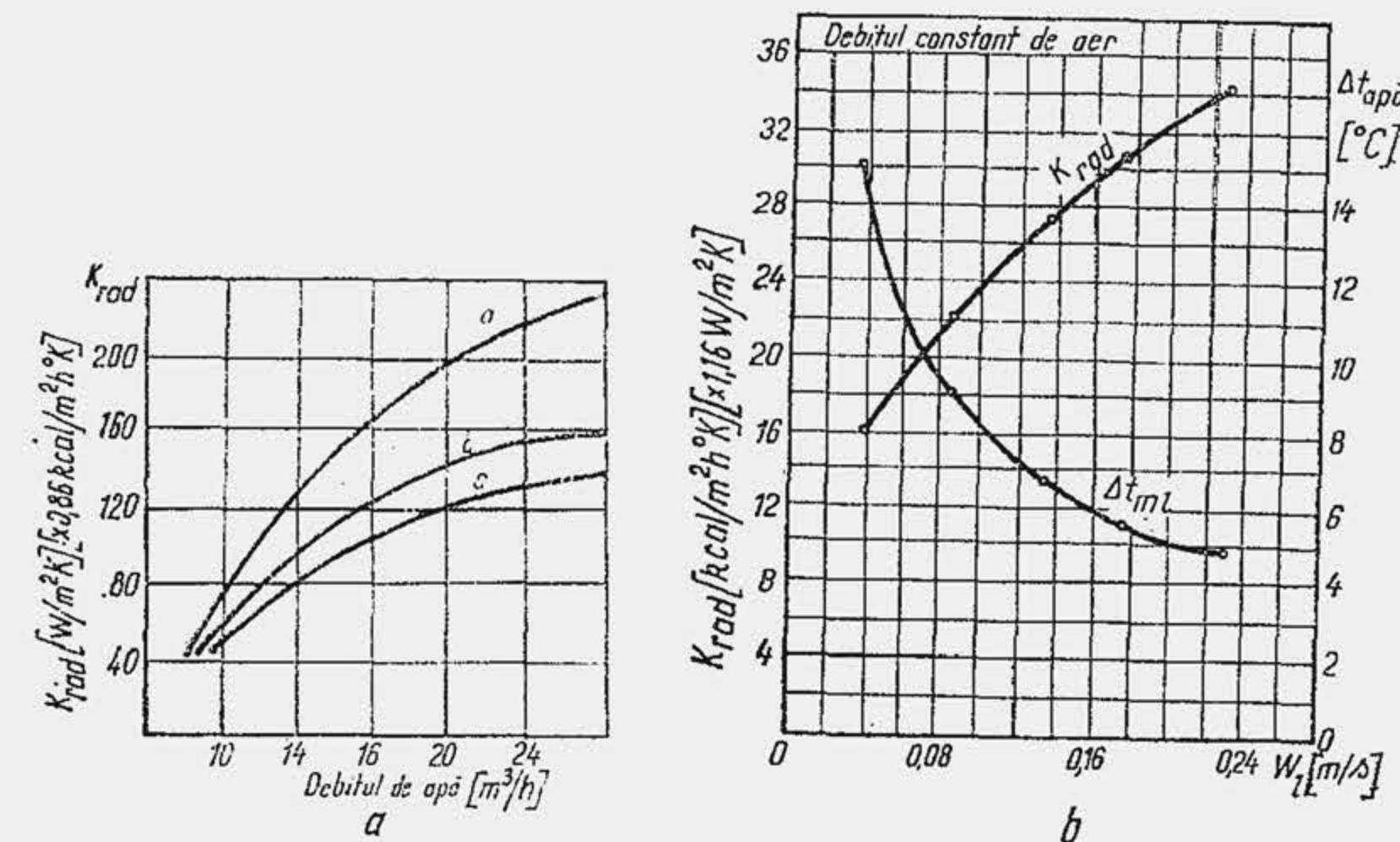


Fig. 21.10. Influențe asupra coeficientului global de transfer de căldură.



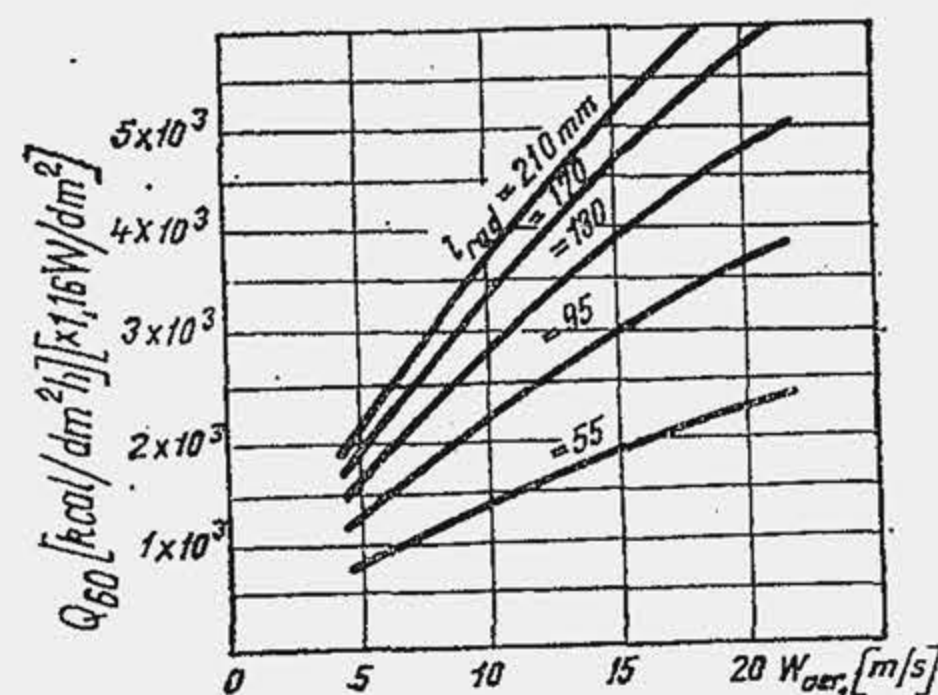


Fig. 21.11. Curbe experimentale  $Q_{60}$  pentru un radiator de referință.

Un criteriu important de apreciere a perfecțiunii radiatorului îl constituie aria suprafeței frontale  $A_f$  și coeficientul de compactitate  $\phi_{com}$ , relația (6). Aria frontală se poate determina pe baza încercărilor lui Bussien [2], care stabilește dependența dintre fluxul de căldură ( $\dot{Q}_{60}$ ) schimbat în radiator pe unitate de suprafață frontală a radiatorului  $Q_{60}$  (fig. 21.11), pentru  $\Delta t_m = 60^\circ\text{C}$  și viteza curentului de aer prin radiator, precum și adâncimea radiatorului. Ca urmare, se determină  $A_f$  din relația (7) alegînd inițial o viteză a aerului și adâncimea radiatorului. Se verifică apoi coeficientul de compactitate, pentru motoarele de automobil.

Viteza lichidului prin radiator este de 0,6...0,8 m/s, deoarece  $K_{rad}$  crește cu  $W_l$  pînă la această valoare. De aceea nu este convenabil să se aleagă pentru  $W_l$  valori sub 0,4 m/s și peste 0,8 m/s.

Numărul țevilor radiatorului  $i_t$  se determină din relația, calorimetrică (8).

Aria secțiunii transversale  $A_t$  se alege pe baza datelor constructive; căldura specifică  $c_{pl} = 4,185 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  pentru apă și  $2,9 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  pentru etilen-glicol. Numărul de țevi se verifică din relația suprafeței de schimb de căldură (9), unde  $e_t$  este perimetrul secțiunii transversale a țevii, iar  $H_{rad}$  — înălțimea radiatorului. Dacă relația (9) nu se verifică, se alege alt coeficient de nervurare.

Debitul de lichid prin radiator se determină din relația (10).

Cantitatea de lichid din circuitul de răcire se obține cu condiția ca numărul de treceri ale lichidului prin circuit trebuie să fie  $z_t = 10...20$  treceri/min;

Pentru turisme  $V_l = 0,11...0,22 \text{ l/kW}$ , iar pentru autocamioane 0,18...0,36 l/kW. Capacitatea sistemului de răcire a motorului SR—211 este de 20,9 l, iar a turismului Dacia 1300 este de 5 l.

**Materiale pentru radiatoare.** Țevile radiatorului se confecționează din cupru, alamă, aluminiu sau oțel. Cel mai adesea se utilizează alama. Bazinele se execută din același material ca țevile prin turnare sau din tablă matrițată, s-a trecut la utilizarea radiatoarelor din aluminiu, care ating indici superiori privind costul, compactitatea și masa (tab. 21.5).

$K_{rad}$  se micșorează cu circa 10% la îmbicsirea nervurilor cu praf, ceea ce atrage atenția asupra necesității de desprăfuire a radiatorului în exploatare;  $K_{rad}$  crește odată cu mărirea vitezei lichidului de răcire  $W_l(b)$ , iar gradul de răcire al lichidului care trece prin radiator  $\Delta t_{ml}$  scade cu  $W_l$ .

Suprafețele de răcire  $A_{aer}$  și  $A_l$  se determină din relațiile (1) și (4). S-a determinat statistic suprafața de răcire  $A_{aer}$  pentru unitatea de putere și s-a găsit că:  $A_{aer}/P_{e\max} = 0,15...0,20 \text{ m}^2/\text{kW}$  pentru turisme și  $0,20...0,36 \text{ m}^2/\text{kW}$  pentru autocamioane.

Comparație între radiatoarele fabricate din aliaje de aluminiu și aliaje de cupru

Indicele de comparație	U.R.S.S. *		Japonia**	
	Radiator vechi	Radiator nou	Radiator vechi	Radiator nou
Material	Alamă	Aluminiu	Țevi de cupru nervuri din aluminiu	Aluminiu
Suprafața de răcire, în $\text{m}^2$	5,48	2,94	5,65	3,57
Masa, în kg	8,1	4,63	11,2	3,1
Aria suprafețelor frontale, în $\text{m}^2$	0,13	0,11	0,19	0,13
Coeficientul de compactitate, în $\text{m}^2/\text{m}^3$	840	450	575	1 010
Prețul de cost al materialului, în %	100	27	100	4

\* Radiator pentru automobilul „Moskvici 407”.

\*\* Radiator fabricat de firma „Siimitomo”.

### 21.2.3. SUPAPA DE SIGURANȚĂ

În sistemul de răcire există pericolul apariției unei suprapresiuni, datorită vaporizării intense a lichidului, care pune în pericol radiatorul și mai ales etanșeitatea îmbinărilor. Pe de altă parte, după oprirea motorului, prin condensarea vaporilor și contracția lichidului este posibil ca presiunea din interiorul circuitului de apă să scadă sub presiunea atmosferică, ceea ce poate provoca de asemenea, avariarea radiatorului. Subpresiunea ca și suprapresiunea fiind periculoase, în circuitul lichidului de răcire se prevede o supapă de siguranță, numită supapă de vaporii și aer.

La motorul turismului Dacia 1300 supapa de siguranță (fig. 21.12) se montează în capacul vasului de compensare (expansiune). În corpul 1 se introduce supapa de subpresiune 2 acționată de arcul mic 3 și supapa de suprapresiune 4 acționată de arcul mare 5. Prin canalul 6 supapa este în legătură cu vasul de compensare; prin canalul 7 cu mediul ambiant. Când presiunea în circuitul de lichid scade sub presiunea atmosferică

(0,05 daN/cm<sup>2</sup>), supapa 2 comprimă arcul 3 și în vasul de compensare pătrunde aer (a). Când în vasul de compensare presiunea depășește 0,65 daN/cm<sup>2</sup>, sub acțiunea diferenței de presiune, supapele 2 și 3 comprimă arcul 5 și vaporii de apă ies prin canalul 7 în mediul ambiant (b). Supapele de suprapresiune se reglează la 0,5...0,8 daN/cm<sup>2</sup>; cele de subpresiune la 0,01...0,1 daN/cm<sup>2</sup>.

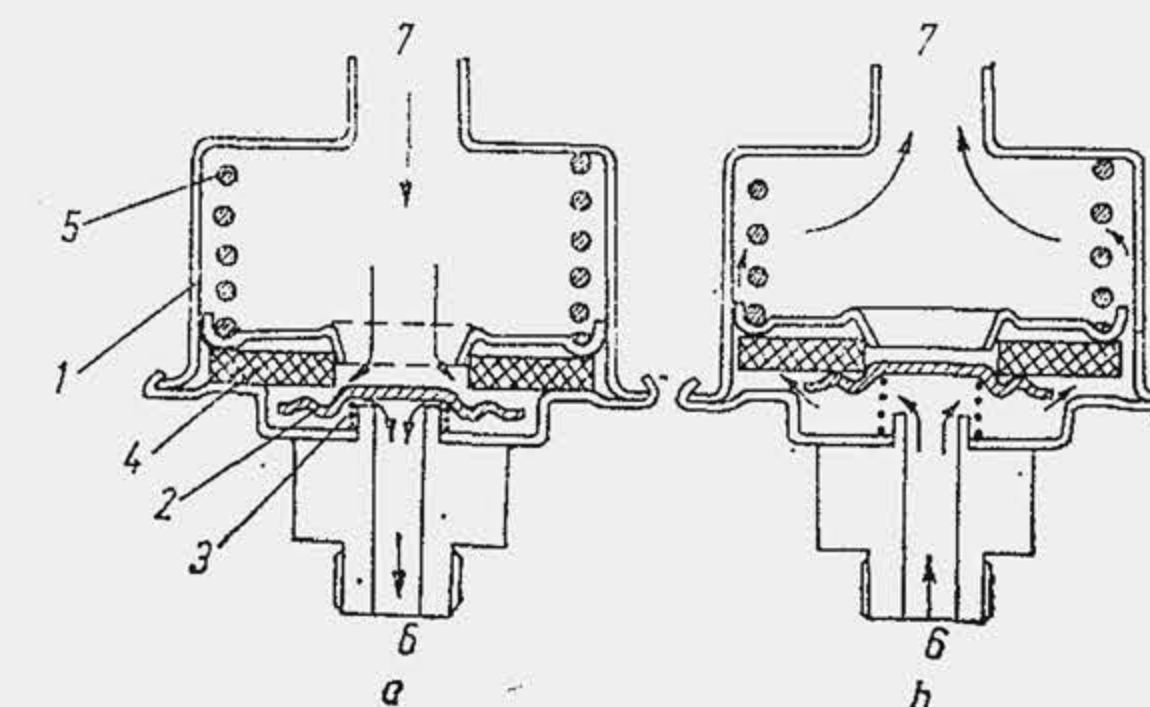


Fig. 21.12. Supapa de siguranță a sistemului de răcire a motorului turismului Dacia 1300.



**Construcția pompei.** Pentru deplasarea forțată a lichidului se utilizează pompe centrifuge. Pompa este alcătuită dintr-o carcasă 1 (fig. 21.13, a), în unele cazuri în formă de melc, un rotor 2 cu paletе drepte sau curbe 3, fixat pe un ax în interiorul carcasei, un racord de evacuare 4 și un racord de aspirație 5. Un dispozitiv de etanșare interioară împiedică scăparea lichidului (b). Inelul de etanșare 1 este aplicat de arcul 2 prin discul 3 pe bucașa autolubrifiantă 4, care se sprijină pe carcasa pompei 5. Pompa centrifugă are o construcție simplă, prezintă o mare siguranță în funcționare și are o durată ridicată de serviciu. Pompa centrifugă prezintă un avantaj suplimentar: după întreruperea funcționării nu obturează circuitul de lichid; ca urmare are loc o circulație naturală a lichidului, prin termosifon, care uniformizează temperaturile în cămașa de apă. Organele pompei de apă se confecționează din fontă, aliaje de aluminiu și bronz. Acționarea pompei este comună cu a ventilatorului.

**Calculul pompei centrifuge.** Lucrul mecanic elementar efectuat de forța centrifugă a lichidului  $F_c = m_l \omega_p^2 r$ , pe direcția radială  $r$ , este precizat de relația (1) din tabela 21.6, unde  $\omega_p$  este viteza unghiulară a rotorului pompei, iar  $m_l$  — masa lichidului. Dacă lichidul se deplasează pe distanța  $r_2 - r_1$ , unde  $r_1$  este raza orificiului de intrare sau raza interioară a rotorului, iar  $r_2$  — raza exterioară a rotorului (fig. 21.14), rezultă relația (2).

Se notează cu  $u_1$  și  $u_2$  vitezele periferice tangențiale ale lichidului, adică  $u_1 = r_1 \omega_p$  și  $u_2 = r_2 \omega_p$ , astfel că  $L_p = m_l(u_2^2 - u_1^2)/2$ . Pentru 1 kg de lichid  $m_l = 1$ , rezultă relația (3). Se notează cu  $W_1$  și  $W_2$  vitezele relative ale lichidului la intrarea și respectiv ieșirea din canalul paletelor; altfel spus  $W_1$  și  $W_2$  reprezintă vitezele cu care se deplasează lichidul printre paletelile rotorului, cînd acesta este fix. Aplicînd ecuația lui Bernoulli, fără considerarea pierderilor, se obține:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{W_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{W_2^2}{2},$$

$p_1$  și  $p_2$  fiind presiunile lichidului la intrarea și ieșirea din rotor. Întrucît sub acțiunea paletelor energia totală a lichidului crește cu cantitatea  $L_p$ , rezultă:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{W_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{W_2^2}{2}.$$

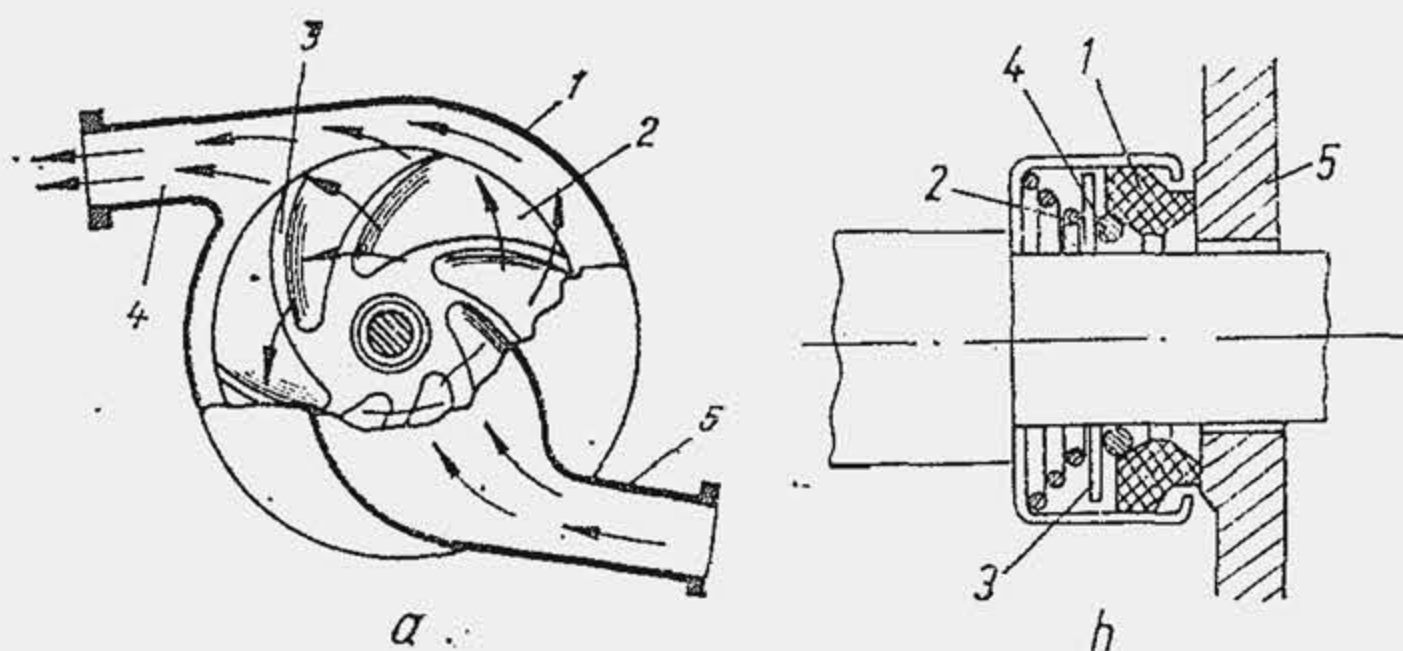


Fig. 21.13. Schema pompei de apă cu paletе și soluția de etanșare.

Relații pentru calculul pompei de apă

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Lucrul mecanic elementar	$dL_p^* = m_l \omega_p^2 r dr$ (1)
Lucrul mecanic efectuat de pompă	$L_p^* = \int_{r_1}^{r_2} m_l \omega_p^2 r dr = \frac{m_l}{2} \omega_p^2 (r_2^2 - r_1^2)$ (2)
Lucrul mecanic specific	$L_p = (u_2^2 - u_1^2)/2$ [daN·m/kg] (3)
Căderea teoretică de presiune	$\Delta p_{0p} = \rho \left[ \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right]$ (4) $\Delta p_{0p} = \rho(u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1)$ (4') $\Delta p_{0p} = \rho u_2 c_2 \cos \alpha_2$ (4'')
Debitul teoretic	$\dot{V}_{0p} = \pi c_i (r_1^2 - r_0^2)$ [m³/s] (5)
Debitul real	$\dot{V}_p = \eta_p \dot{V}_{0p}$ (6)
Viteza periferică $u_2$	$u_2 = \sqrt{(1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2) \Delta p_p / \eta_h \rho}$ (7)
Căderea reală de presiune	$\Delta p_p = \eta_h \Delta p_{0p}$ (8)
Raza $r_2$	$r_2 = \frac{u_2}{\omega_p} = \frac{30 u_2}{\pi n_p}$ (9)
Lățimea paletelor	$b_1 \simeq \dot{V}_{0p} / (\pi D_1 - \delta z / \sin \beta_1) W_1$ (10) $b_2 \simeq \dot{V}_{0p} / (\pi D_2 - \delta z / \sin \beta_2) W_2$ (10')
Vitezele relative ale lichidului	$W_1 = c_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}; W_2 = c_2 \frac{\sin \alpha_2}{\sin \beta_2}$ (11)
Puterea pompei	$P_p$ [kW] = $10^{-3} \dot{V}_p$ [m³/s] · $\Delta p_p$ [N/m²] / $\eta_h$ (12)

Valori pentru calcul:

$c_i = 1 \dots 2,5$  m/s;  $\eta_p = 0,8 \dots 0,9$ ;  $\eta_h = 0,6 \dots 0,7$ ;  $\alpha_2 = 8 \dots 12^\circ$ ;  $\beta_2 = 35 \dots 50^\circ$ ,  
 $r_1 = 17 \dots 38$  mm;  $r_2 = 31 \dots 55$  mm;  $\beta_1 = 40 \dots 55^\circ$ ;  $\delta = 3 \dots 5$  mm;  $z = 4 \dots 8$ ;  
 $b_1 = 12 \dots 35$  mm;  $b_2 = 10 \dots 25$  mm.



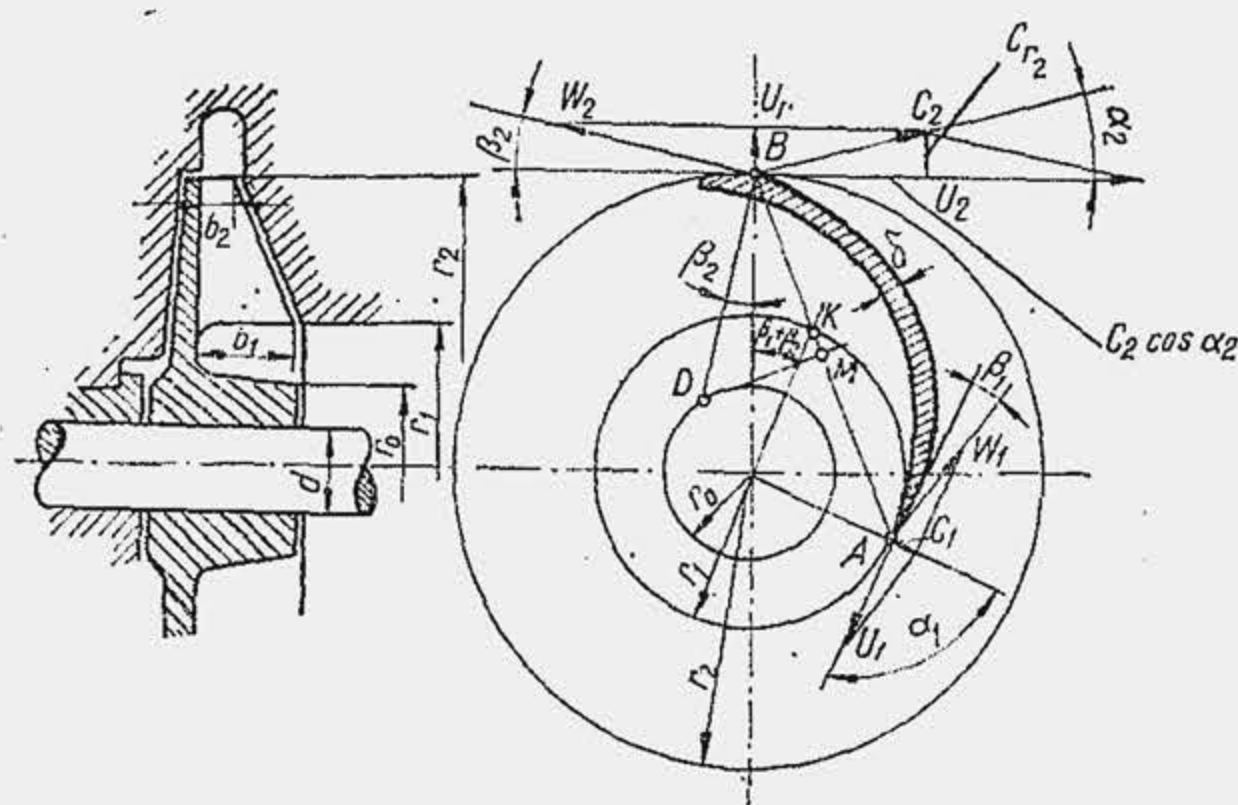


Fig. 21.14. Schemă pentru dimensionarea pompei de apă.

Se determină  $W_1$  și  $W_2$  din triunghiul vitezelor (fig. 21.14):

$$W_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1$$

$$W_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2 u_2 c_2 \cos \alpha_2$$

și se substituie în relația (4). Cu ipoteza  $c_2 = c_e$ ,  $c_1 = c_i$  se obține ecuația fundamentală a pompei centrifuge, relația (4'). De obicei  $\alpha_1 = 90^\circ$ , astfel că rezultă relația (4''). Raza interioară a rotorului  $r_1$  se determină din ecuația de debit (5), unde  $\dot{V}_{op}$  [m³/s] este debitul teoretic al pompei, iar  $r_0$  este raza butucului. Debitul real al pompei este definit de relația (6) unde  $\eta_p$  este coeficientul de scăpări, determinat de scăparea lichidului prin interstiții, iar  $\dot{V}_p = \dot{V}_l$  calculat anterior.

Raza exterioară a rotorului se determină astfel: din triunghiul vitezelor rezultă:  $c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2$ ;  $\operatorname{tg} \alpha_2 = c_{r2}/c_2 \cos \alpha_2$ , deci  $c_2 \cos \alpha_2 = u_2/(1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2)$ .

Se substituie  $c_2 \cos \alpha_2$  în relația (4'') și se obține relația (7), unde  $\Delta p_p$  este căderea reală de presiune, în N/m², iar  $\eta_h$ —randamentul hidraulic, care ține seama de pierderile de presiune neglijate anterior. Se alege inițial  $\eta_h$ ,  $\alpha_2$  și  $\beta_2$ , rezultă  $u_2$  și apoi  $r_2$  din relația (9), unde  $n_p$  este turația pompei. Se determină  $\operatorname{tg} \beta_1 = c_1/u_1$ ; deoarece  $u_1/r_1 = u_2/r_2 = \omega_p$ , rezultă  $u_1 = u_2 r_1/r_2$  și  $\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 r_2/u_2 r_1$ . Din relația (7) se observă că măririi pe  $\beta_2$  crește căderea de presiune creată de pompă. De aceea în unele cazuri se alege  $\beta_2 = 90^\circ$  (paletă radială — fig. 21.15, a). Această pompă are însă un randament scăzut.

Profilul paletelor se trasează astfel: se alege un punct oarecare B pe cercul exterior (fig. 21.14); de o parte a razei OB cu vârful în O se construiește unghiul  $\beta_1 + \beta_2$  și se prelungește o latură a lui pînă întâlnește cercul de rază  $r_1$  în K; se unește B cu K și se prelungește pînă la a doua intersecție cu cercul de rază  $r_1$  în A. Fie punctul M, situat la jumătatea segmentului AB; din M se ridică o perpendiculară, care întâlnește în D dreapta BD, construită pentru unghiul  $\beta_2$  cu vârful în B; din punctul D ca centru se duce un arc prin punctele A și B, care reprezintă paleta. Lățimea paletelor  $b_1$  și  $b_2$  se determină din ecuația debitului (10) și (10') unde  $\delta$  este grosimea paletelor, iar  $z$ —numărul de paletă. Vitezele  $W_1$  și  $W_2$  se determină din triunghiul vitezelor, relația (11). Puterea pompei este dată de relația (12). De obicei  $P_p = (0,005 \dots 0,01) P_e$ , unde  $P_e$  este puterea efectivă maximă a motorului. În figura 21.15, b se arată caracteristica unei pompei de apă, pentru o pompă cu paletă radială (1) și cu paletă curbă (2); se observă că debitul pompei crește cu puterea întii a turației, căderea de presiune cu pătratul turației, iar puterea cu cubul turației.

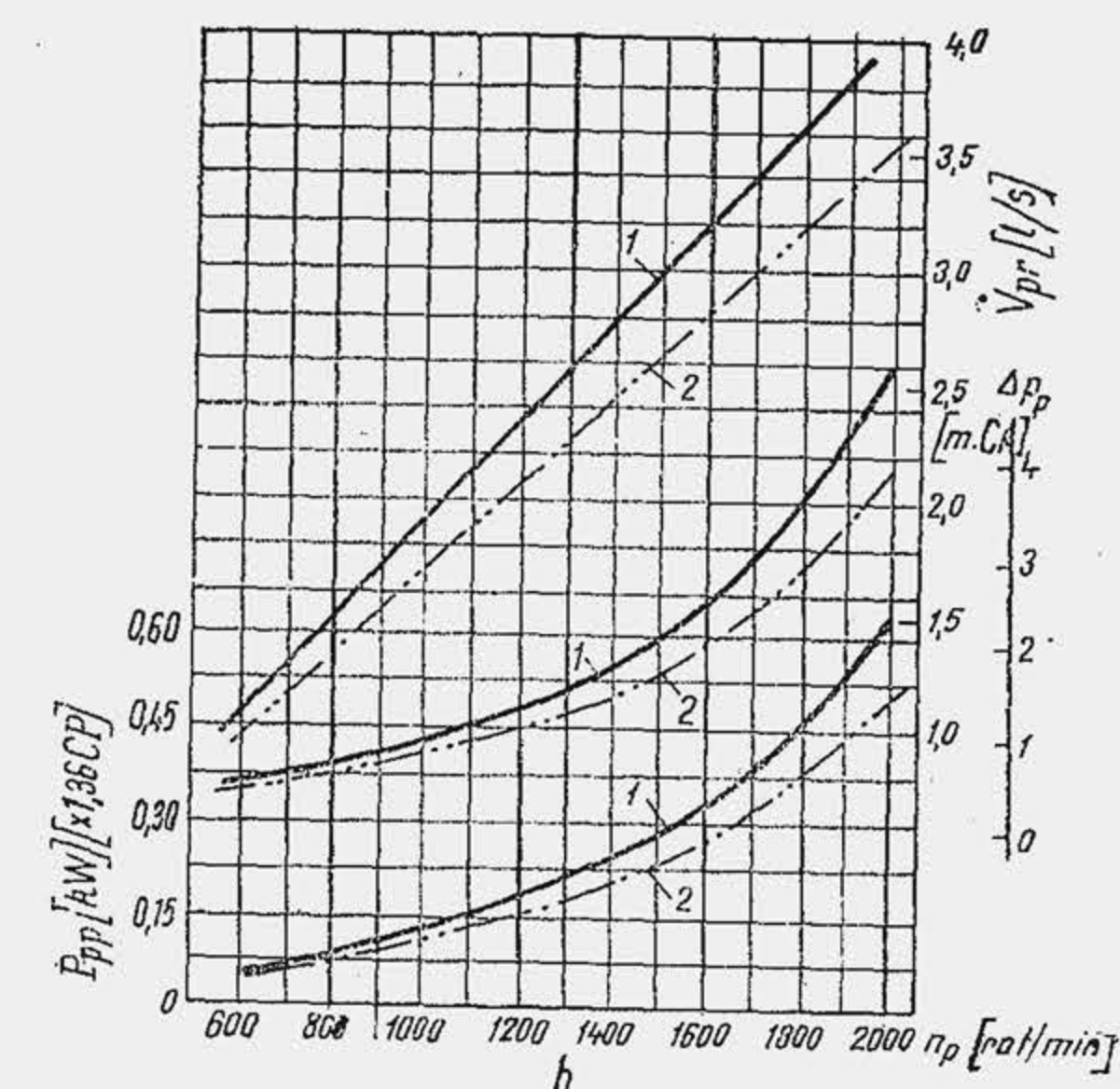
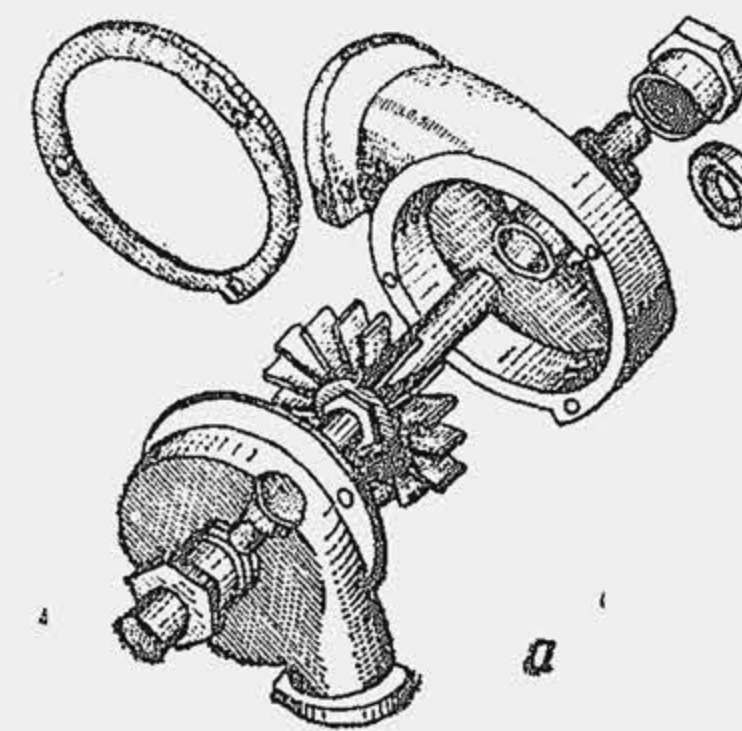
Notînd cu  $p_i$ ,  $p_e$ ,  $c_i$  și  $c_e$  presiunile și vitezele la intrarea și respectiv ieșirea din racordurile pompei, rezultă:

$$\frac{p_i}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_i^2}{2} \quad (a);$$

$$\frac{p_e}{\rho} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_e^2}{2} \quad (b).$$

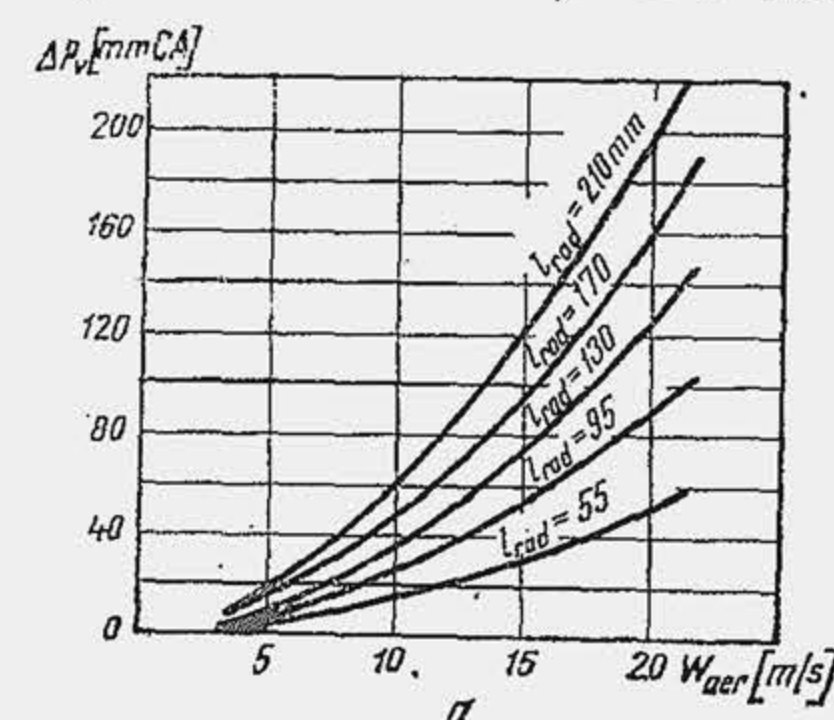
Se substituie  $p_1$  și  $p_2$  din (a și b) în relația anterioară și se notează  $(p_e - p_i) = \Delta p_{op}$ , căderea teoretică de presiune din pompă; rezultă relația (4), din tabela 21.6.

Fig. 21.15. Pompă de lichid cu paletă radială (a); caracteristicile pompei de lichid (b).

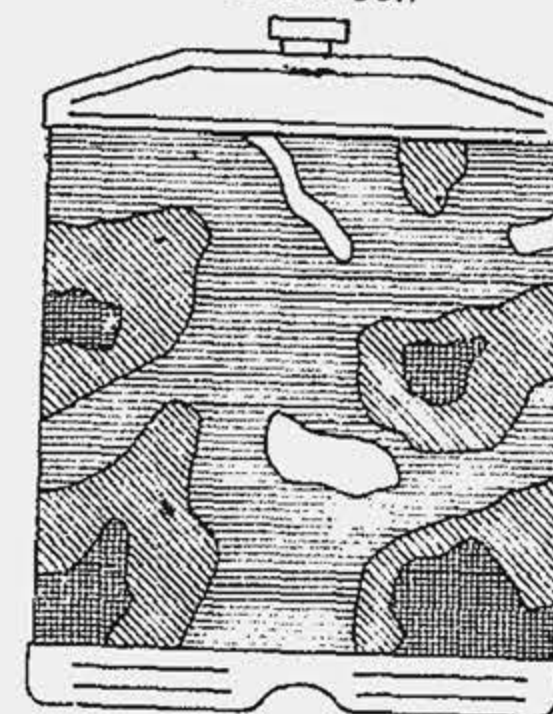


## 21.2.5. CIRCUITUL DE AER

Rezistențele circuitului de aer sînt determinate îndeosebi de pierderile locale de presiune. Rezistența întregului circuit se exprimă prin relația  $\Delta p_v = (\zeta_{rad} + \zeta_{res}) \rho_{aer} W_{aer}^2 / 2$ , unde  $\zeta_{rad}$  și  $\zeta_{res}$  sînt coeficienții de rezistență pentru radiator și restul traseului. Pierderile de presiune în radiator sînt cuprinse între 20 și 150 mm H<sub>2</sub>O și cresc odată cu viteza aerului și cu



Pe automobil



10-15 m/s > 15 m/s

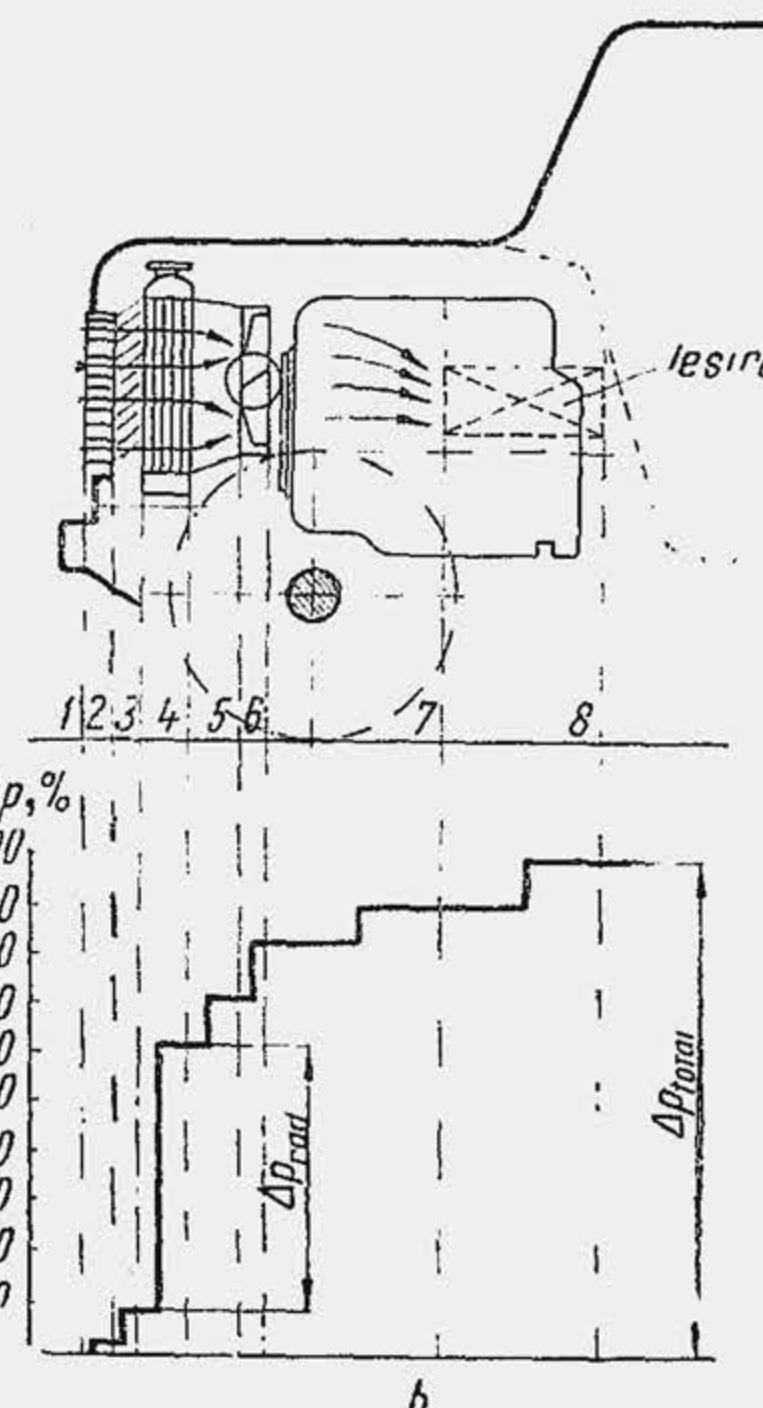


Fig. 21.16 Rezistențele circuitului de aer.



adâncimea radiatorului (fig. 21.16, *a*). Pierderile de presiune, defalcate pe porțiunile caracteristice ale circuitului de aer, sînt arătate în figura 21.16, *b*. Se observă că pierderile principale au loc în radiator (40...60%). Aprecierile cantitativă a coeficientului  $\zeta_{res}$  este dificilă și de aceea rezistența totală a circuitului se determină prin încercare.

Viteza aerului prin radiatorul autovehiculelor este cuprinsă între 6 și 20 m/s. Din cauza deplasării autovehiculului cu viteze ridicate, viteza aerului crește substanțial. În calcule trebuie să se ia în considerare deplasarea autovehiculului în condiții severe de înaintare cu viteza de 10...25 km/h, la plină sarcină. În acest caz, corecția devine practic neînsemnată. Experiențele pun în evidență (*c*) un cîmp de viteze în curentul frontal de aer, care trece prin radiator, la deplasarea autovehiculului, determinat de rezistențele aerodinamice din fața și din spatele radiatorului (de exemplu masca autovehiculului), precum și de particularitățile funcționale ale ventilatorului axial, cîmp care micșorează eficiența radiatorului.

Debitul de aer prin radiator se determină din ecuația calorimetrică:

$$\dot{V}_{ar} = \dot{Q}_{rac} / 3600 \Delta t_{max} c_{pa} \rho_a \quad [\text{m}^3/\text{s}], \quad (21.3)$$

unde  $\dot{Q}_{rac}$  este în kJ/h,  $\rho_a$  în kg/m<sup>3</sup>,  $c_{pa} = 1$  kJ/kg K. Debitul de aer se verifică pe baza ecuației de debit

$$\dot{V}_{ar} = A_{fl} \cdot W_a \quad (21.4)$$

unde  $A_{fl}$  este aria suprafeței frontale libere a radiatorului, mai mică decît aria suprafeței frontale  $A_f$  din cauza nervurilor și țevilor de apă.  $A_{fl} = \phi_l A_f$ , unde  $\phi_l = 0,6...0,85$  se numește coeficientul suprafeței libere a radiatorului.

**Ventilatorul.** Se numește ventilator o mașină pneumatică, utilizată la deplasarea aerului dintr-un spațiu în altul în care se găsește aceeași presiune. Ventilatoarele sînt de două feluri: axiale și centrifugale. La motoarele pentru autovehicule se utilizează ambele tipuri de ventilatoare, construite cu o singură treaptă. Ventilatorul axial are o construcție simplă, un randament ridicat și se utilizează mai ales în cazul răcirii cu lichid, cînd nu este necesară o cădere relativ mare de presiune. Ventilatorul centrifug se utilizează mai ales în cazul răcirii cu aer deși are un randament mai scăzut; produce însă o cădere de presiune relativ mai mare.

Ventilatorul axial este alcătuit dintr-o elice fără carcasă (fig. 21.17, *a*) sau cu carcasă (*b*). Carcasa se utilizează pentru căderi de presiuni  $\Delta p_v > 80$  daN/m<sup>2</sup>. Cînd se utilizează un ventilator cu carcasă se prevede o garnitură de pîslă între carcasă și radiator, iar jocul dintre elice și carcasă trebuie să fie cît mai mic (tab. 21.7), deoarece pierderile de presiuni sînt proporționale cu el. Paletele ventilatorului axial pot fi nituite sau turnate. În primul caz (*c*) se execută din tablă de oțel, în al doilea caz din aluminiu sau mase plastice. Paletele turnate pot primi o formă aerodinamică adecvată. Paletele nituite se prind prin intermediul nervurilor 1 pe bucșa 2, care se fixează prin buloanele 3 la roata de curea 4. Aceasta se sprijină prin intermediul rulmenților 5 pe axul 6. Șaiba de transmisie 7 este antrenată de cureaua trapezoidală 7. Uneori ventilatorul 1 are un ax comun cu rotorul pompei de apă 2 (*d*). Mișcarea se transmite de la arborele cotit prin curea trapezoidală, antrenîndu-se totodată și alte agregate. Antrenarea prin curea este simplă și silențioasă, de aceea se utilizează curent deși are un randament și o durabilitate redusă. În timpul exploatării tensiunea în curea se modifică. Ea se reglează printr-un dispozitiv special cu șurub sau prin deplasarea generatorului.

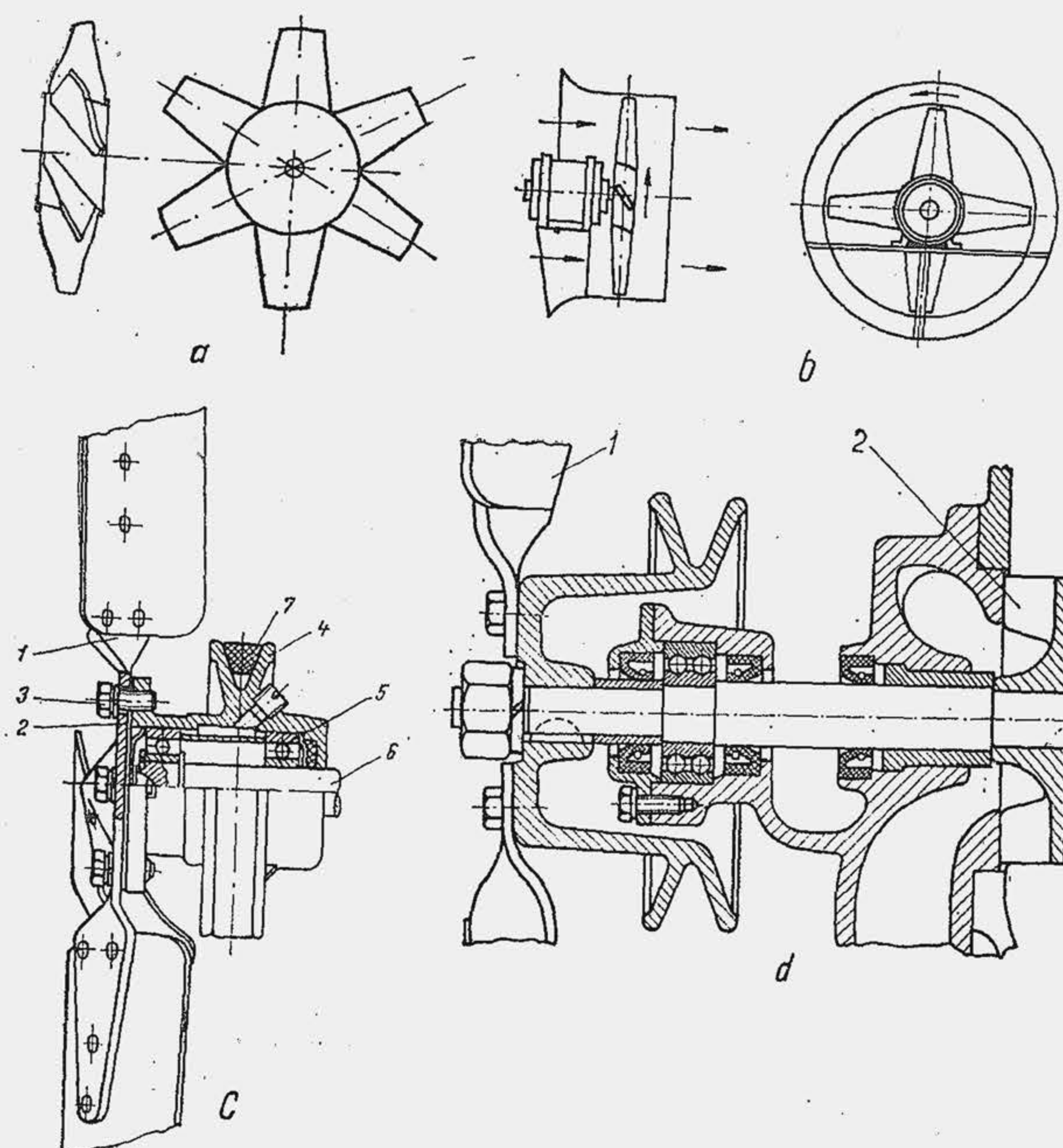


Fig. 21.17. Tipuri de ventilatoare cu palete.

Tabela 21.7

Date constructive pentru calculul ventilatorului

Parametrul	Date constructive
1) Diametrul ventilatorului, în m	0,3...0,7
2) Lungimea paletelor, în mm	120...280
3) Lățimea paletelor, în mm	30...70
4) Grosimea paletelor, în mm	1,25...1,8
5) Viteza periferică a elicei, în m/s	80...110
6) Unghiul de înclinare, dintre planul radiatorului și planul paletelor, în grade:	
— pentru palete drepte	40...45
— pentru palete convexe	35...40
7) Distanța de la muchia elicei la radiator, în mm	8...40
8) Jocul relativ al elicei cu carcasa	0,015...0,060
9) Viteza curelei, în m/s	10...30
10) Raportul de transmisie de la arborele cotit	0,95...1,5
11) Număr de palete	2...6
12) Căderea totală de presiune în circuitul de aer, $\Delta p_v$ , în N/m <sup>2</sup>	$\Delta p_v = \zeta_{tot} \rho_a \dot{V}_{ar}'^2 / 2A_f^2$ $P_v = 10^{-3} \dot{V}_{ar}' \Delta p_v / \eta_v$
13) Puterea ventilatorului, în kW	



O problemă principală a ventilatorului o constituie silențiozitatea lui. Experiența arată că viteza periferică a elicei influențează sensibil intensitatea și frecvența sunetelor, de aceea ea se limitează din condiția de zgomot la 110 m/s, recomandându-se pentru turismele de clasă, limita de 80...90 m/s. Se semnalează dependența frecvenței sunetelor de frecvența proprie a paletelor. Astfel, ventilatoarele turnate, având paletele mai rigide, produc un zgomot de frecvență mai înaltă, care este supărător. Frecvența depinde, de asemenea, de numărul de paletе; de exemplu, frecvența se dublează dacă se trece de la 2 la 4 paletе. Pentru reducerea zgomotelor, paletеle se așază în opoziție.

**Calculul ventilatorului.** Caracteristicile principale ale ventilatorului sînt debitul și presiunea. Dimensiunile principale ale ventilatorului sînt precizate în tabela 21.7. Debitul ventilatorului crește odată cu mărirea diametrului elicei (care este limitat din cauza spațiului disponibil), turației  $n_v$  și vitezei periferice, cu mărirea lății paletеi (dacă lățimea paletеi este mai mare de 70 mm crește sensibil puterea ventilatorului), cu micșorarea distanței de la radiator la ventilator, cu mărirea unghiului de înclinare a paletеi (care se limitează din cauza sporirii vitezei ventilatorului) cu numărul de paletе (care se limitează din cauza zgomotelor). Tipul ventilatorului se determină după coeficientul de rapiditate  $n_{yv}$ :

$$n_{yv} = n_v \dot{V}_{ar}'^{1/2} / \Delta p_v^{3/4}, \quad (21.5)$$

unde  $n_v$  este turația ventilatorului,  $\dot{V}_{ar}'$  — debitul de aer în condițiile de stare la ieșirea din radiator

$$\dot{V}_{ar}' = \dot{V}_{ar} \frac{p_0}{p_0 - \Delta p_v} (1 + \Delta t_{mal}/t_0) \text{ [m}^3/\text{s]}. \quad (21.6)$$

Pentru  $n_{yv} = 15...100$  se utilizează ventilatoare centrifuge, pentru  $n_{yv} = 80...300$  se utilizează ventilatoare axiale cu o treaptă. Pentru calculul puterii ventilatorului (tab. 21.7) se alege randamentul ventilatorului  $\eta_{vent} = 0,6...0,8$ .

### 21.3. RĂCIREA CU AER

**Circuitul aerului.** Răcirea cu aer se realizează deplasînd un curent de aer cu viteze ridicate (20...60 m/s) peste suprafața exterioară a cilindrilor, care se amplifică prin nervurare (v. fig. 15.7). Un ventilator refulează aerul într-o carcasă sau manta (fig. 21.18, a), de unde se distribuie către cilindri și chiulase. Sistemul de răcire cu aer al unui motor este alcătuit din următoarele părți (b): ventilatorul V, mantaua M care învelește etanș cilindrii și chiulasa pentru a dirija curentul de aer, defletoarele D, care uniformizează distribuția aerului între cilindri, și difuzorul de evacuare DE. Circuitul de aer se împarte în mai multe porțiuni: I — porțiunea de intrare a aerului; II — porțiunea de trecere a aerului prin ventilator; III — porțiunea de distribuție a aerului între cilindri, subdivizată la rîndul ei în porțiunile corespunzătoare fiecărui cilindru; IV — porțiunea de trecere a aerului printre nervuri, subdivizată în trei porțiuni, corespunzătoare intrării, trecerii și ieșirii aerului dintre nervuri; V — porțiunea care colectează aerul și-l evacuează în exterior. Rezistențele gazodinamice ale circuitului de aer  $\Delta p_v$  reprezintă 75...150 mm H<sub>2</sub>O pentru  $D < 100$  mm și 150...250 mm

H<sub>2</sub>O, pentru  $D = 100...200$  mm ( $D$  este alezajul cilindrului) dintre care 10...12% pe porțiunea de ghidare 60...70% în porțiunea nervurată, iar restul în porțiunea de evacuare.

**Starea termică.** La motoarele răcite cu aer, temperatura medie a suprafeței interioare a cilindrului  $t_{pi}$  este mai ridicată cu 30...50°C decît la motoarele răcite cu apă. Este esențial faptul că la motorul răcit cu aer căderea de temperatură între suprafața interioară a cilindrului și mediul ambiant este mult mai mare decît căderea de temperatură dintre radiator și mediul ambiant (fig. 21.19, a și b). Ca urmare, la o variație a temperaturii mediului ambiant cu 40°, căderea de temperatură în primul caz este de 25%, iar în al doilea caz 75%. De aceea motoarele răcite cu aer sînt mai

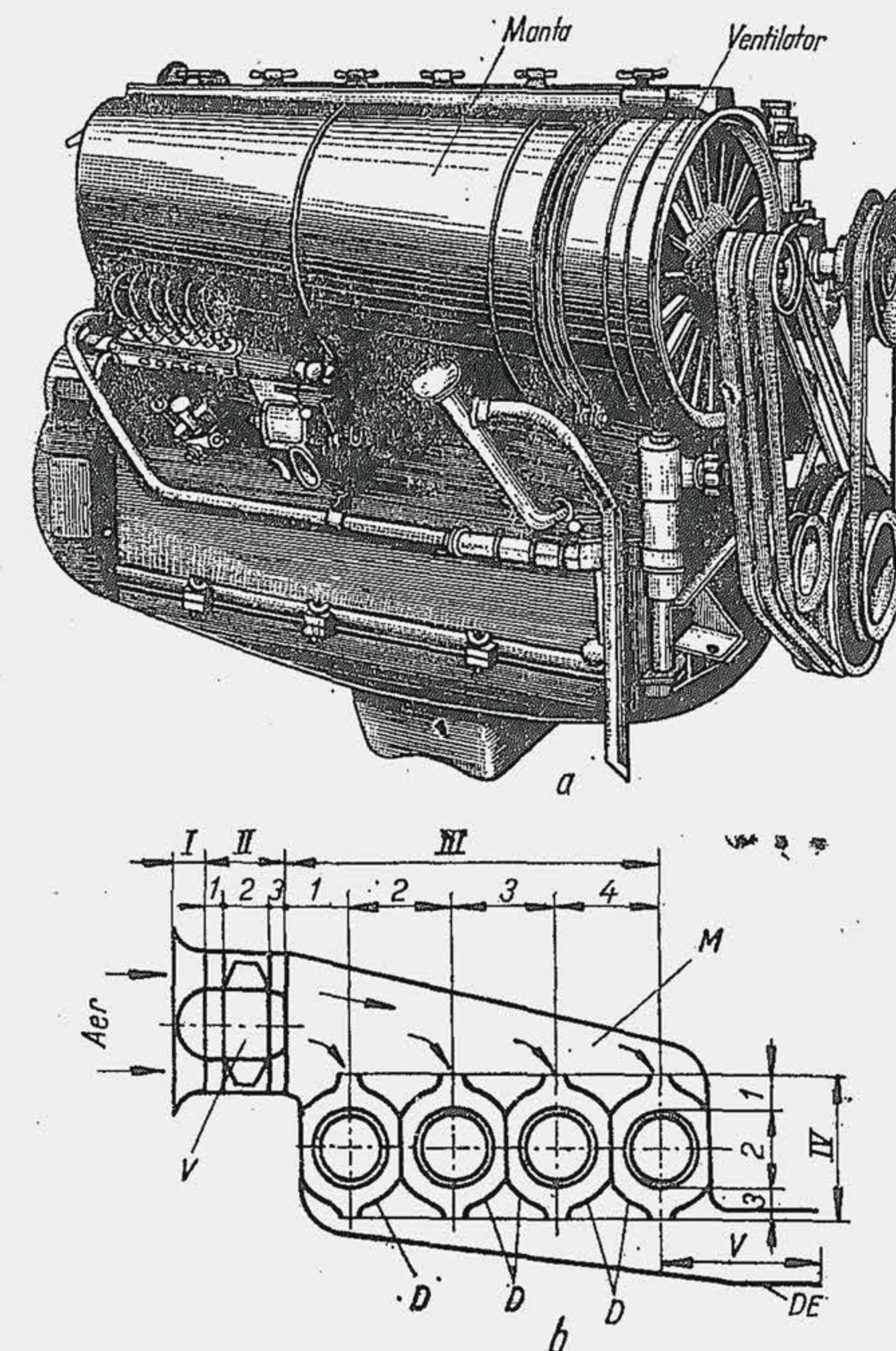


Fig. 21.18. Sistemul de răcire cu aer. Vedere de ansamblu (a); schema circuitului de aer (b).

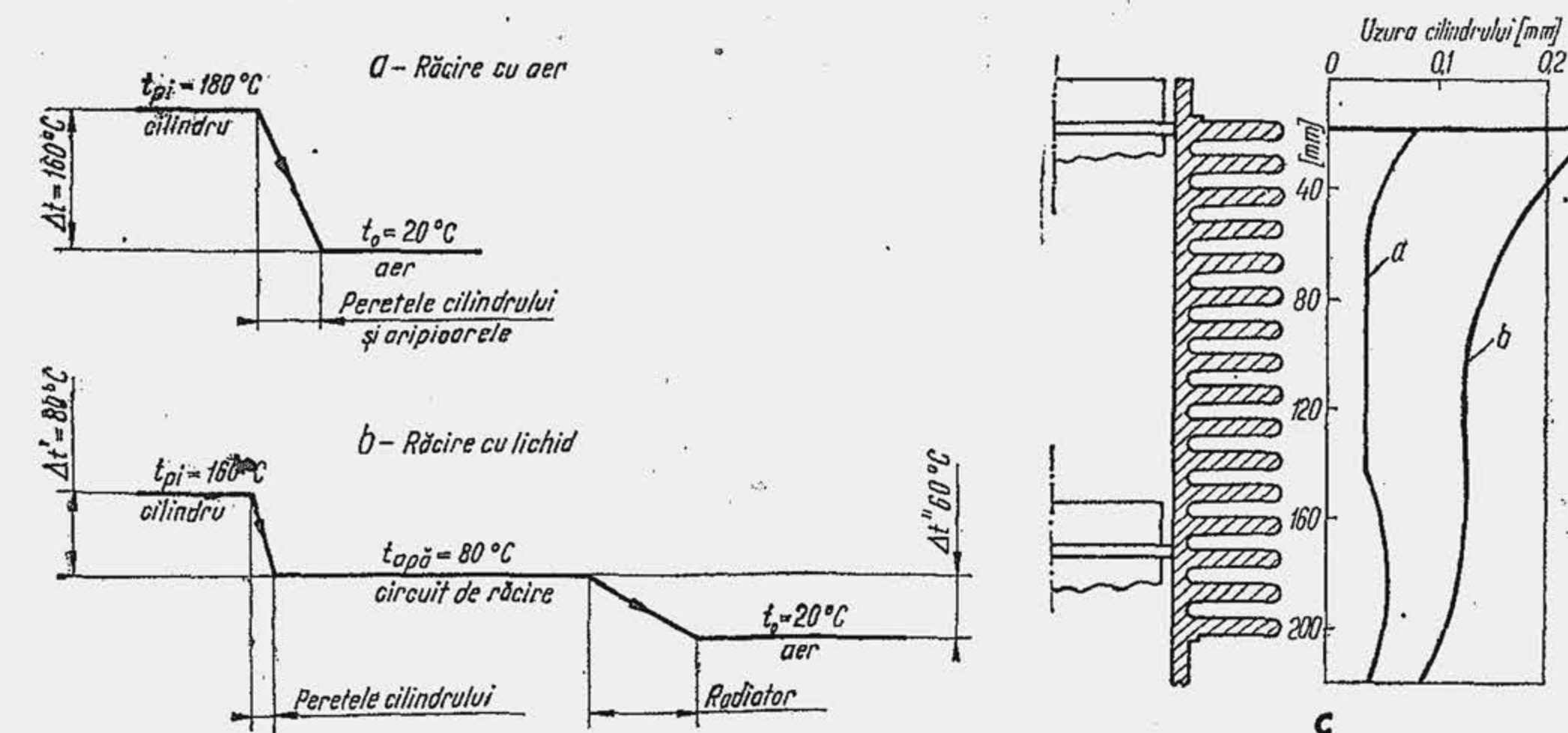


Fig. 21.19. Căderea de temperatură în sistemul de răcire și uzura cilindrului.



puțin sensibile la schimbarea bruscă a temperaturii mediului ambiant. Motoarele răcite cu aer ating aproximativ de 3...4 ori mai repede decât motoarele răcite cu lichid, temperatura de regim, deoarece masa de metal care trebuie încălzită este mai mică și lipsește lichidul din sistemul de răcire. Această împrejurare mărește sensibil durabilitatea cilindrilor motoarelor răcite cu aer, deoarece se micșorează atât uzura de pornire, din cauza regimului termic redus, cât și uzura corosivă, întrucât temperatura cilindrului nu coboară niciodată sub punctul de rouă al agenților corosivi ( $\approx 140^{\circ}\text{C}$ ). Sînt semnificative în acest sens rezultatele obținute de Deutz (c) pe același motor, răcit cu apă (b) și cu aer (a).

La motoarele răcite cu aer căldura pierdută prin sistemul de răcire este mai mică decât cea evacuată prin sistemul de răcire cu lichid cu 15...18%, întrucât temperatura cilindrilor este mai ridicată ( $f_r = 17...23\%$ ). De aceea motoarele răcite cu aer nu pot fi forțate prin turație și raport de comprimare; ele pretind un debit de aer de 45...68 m<sup>3</sup>/kWh. Răcirea se intensifică sporind debitul de aer; soluția este costisitoare, deoarece cresc dimensiunile ventilatorului și consumul de putere pentru antrenarea lui.

Se reduce nivelul temperaturilor folosind aluminiul în locul fontei. În medie, la utilizarea fontei, temperatura la baza nervurilor cilindrului este de 130...170°C și 170...220°C la baza nervurilor chiulasei; la utilizarea aluminiului, temperatura medie în aceleași zone este 120...150°, respectiv 160...200°C. La utilizarea cilindrului de aluminiu temperatura peretelui interior scade cu 20...25°C față de cea înregistrată la cilindrul de fontă; utilizarea unui cilindru de aluminiu cu o bușă presată din oțel sau fontă reduce aceeași temperatură cu numai 10°C. Temperatura critică este la partea superioară a cilindrului în dreptul primului segment; ea nu trebuie să depășească 190...200°C la motoarele cu alezaje sub 100 mm. În chiulasă, în zona dintre supape, temperatura nu trebuie să depășească 230°C. Starea termică a cilindrului răcit cu aer influențează consumul de combustibil și ulei, întrucât temperatura peretelui interior este mai ridicată. Consumul de ulei la motoarele răcite cu aer este mai mare din cauza intensificării fenomenului de vaporizare și ardere a uleiului și variază între 2...4% din consumul de combustibil.

**Dirijarea curentului de aer.** Intensificarea răcirii chiulasei se realizează prin distribuția rațională a curentului de aer rece, inițial în regiunile puternic încălzite. La motoarele policilindrice apare o problemă suplimentară; răcirea neuniformă a cilindrilor (fig. 21.20, a și b), din cauza deplasării neregulate a aerului. De aceea, una dintre problemele principale ale răcirii cu aer o constituie dirijarea corectă a curentului de aer.

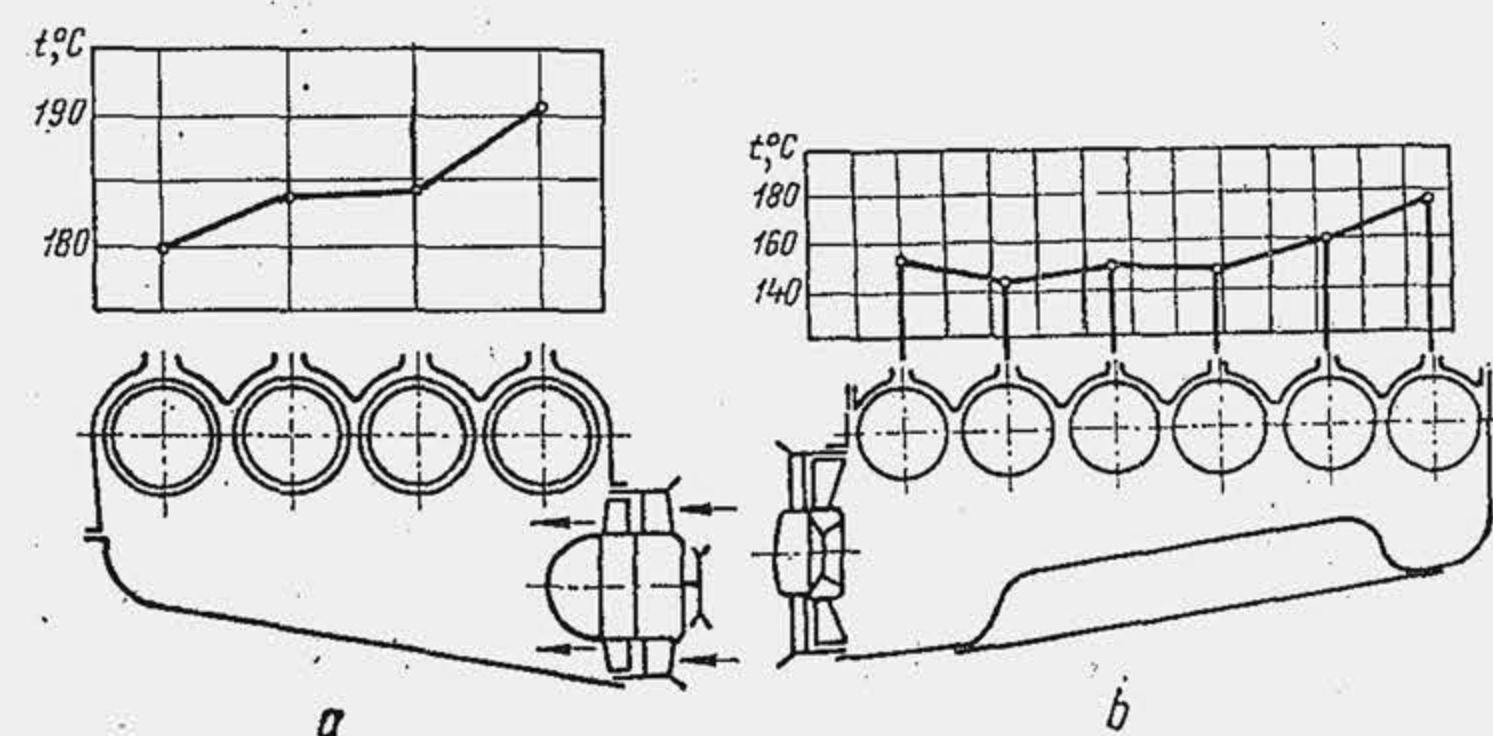


Fig. 21.20. Temperatura cilindrului motorului răcit cu aer.

O cale eficientă de uniformizare a temperaturii cilindrului o constituie deflectarea curentului de aer, adică dirijarea lui în raport cu gradul de încălzire a suprafețelor cilindrilor. Sistemul de deflectoare al unui motor răcit cu aer constă dintr-un număr de carenaje și praguri de divizare a curentului de aer. Influența a trei tipuri de deflectoare asupra distribuției de viteză și temperatură în planul transversal al cilindrului se arată în figura 21.21. În ceea ce privește uniformizarea cîmpului de viteze, rezultatele cele mai bune se obțin cu deflec-

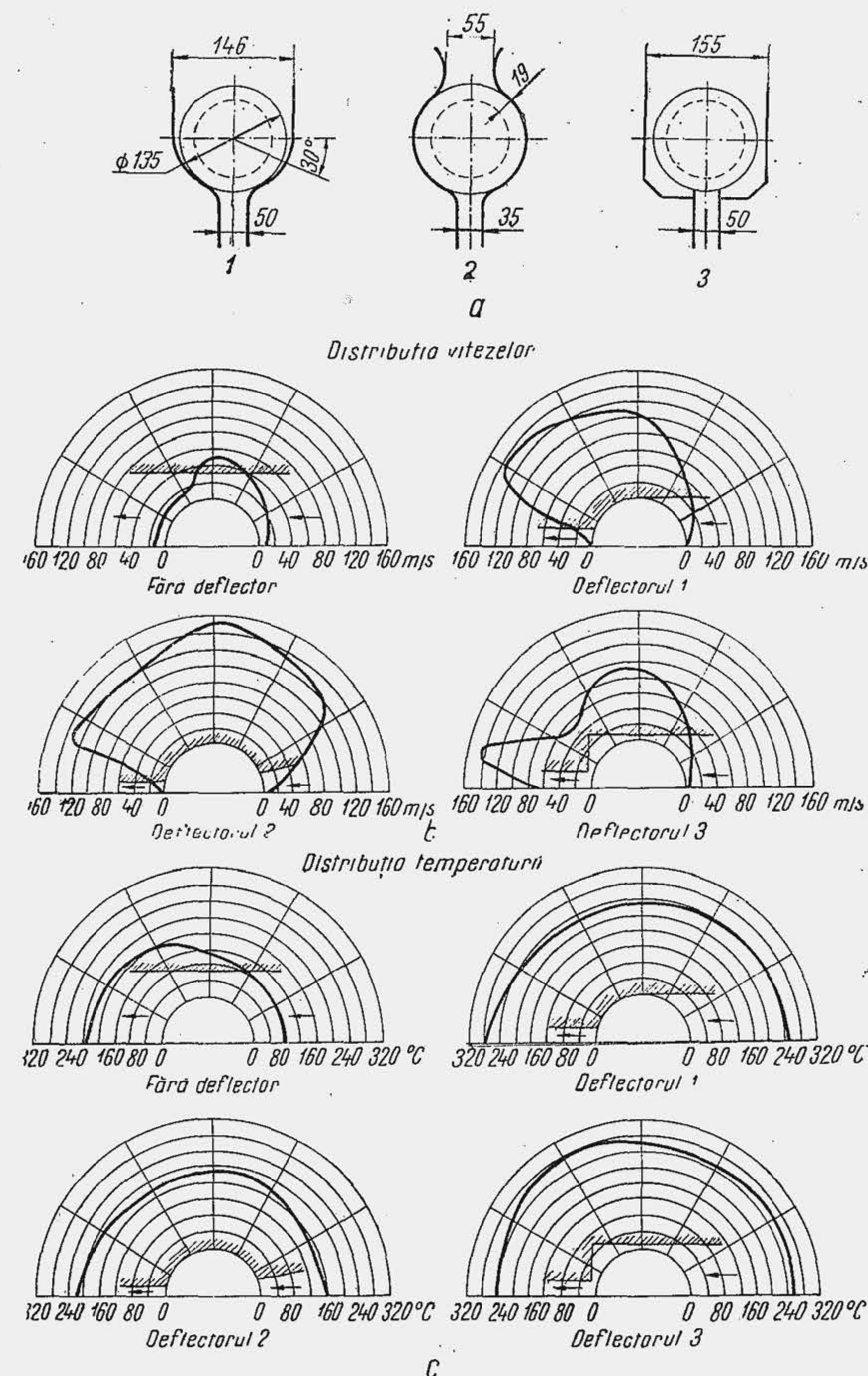


Fig. 21.21. Distribuția vitezelor aerului și temperaturilor cilindrului pentru diferite tipuri de deflectoare.



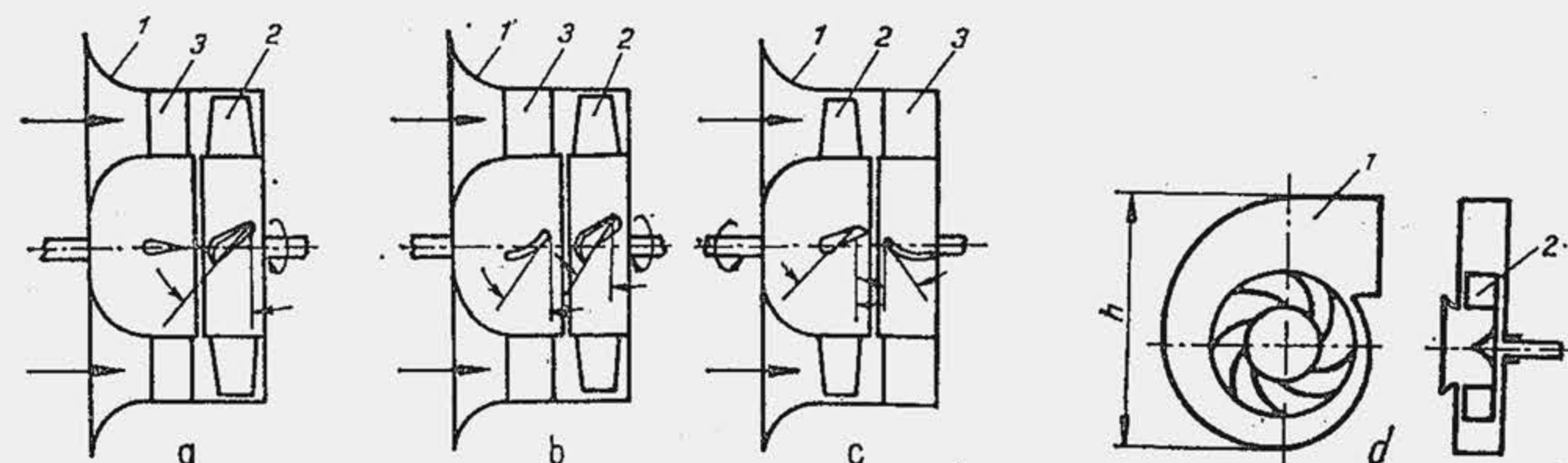


Fig. 21.22. Tipuri de ventilatoare axiale (a, b, c) și centrifugale (d).

torul 2, care asigură și cea mai bună eficiență a răcirii: coeficientul de convecție 7 000 kJ/m<sup>2</sup>hK față de 4.600 (1) și 4 000 (3). În schimb, în ceea ce privește uniformizarea câmpului de temperaturi, rezultatele cele mai bune le realizează deflectorul 3, pentru care gradul de neuniformitate a temperaturii este de 7%, față de 15,5% (1) și 38,5% (2). De mare eficiență se dovedește a fi pragul (fig. 21.20), care orientează curentul de aer pe suprafața cilindrului, în avalul curgerii. Tipul sistemului de defletoare influențează mărimea debitului de aer și a puterii ventilatorului de aceea este necesar să se aleagă o formă rațională a lui.

**Ventilatoare pentru răcirea cu aer.** Ventilatoarele utilizate în sistemul de răcire cu aer sînt de două tipuri: axiale și centrifugale. Ventilatoarele axiale sînt alcătuite dintr-o carcasă 1 (fig. 21.22), o roată cu palete 2 și un aparat de ghidare a curentului 3. Ventilatoarele axiale sînt de trei feluri: cu elicea așezată după aparatul de ghidare (a și b) și cu elicea așezată înaintea aparatului de ghidare (c). Varianta b este cea mai utilizată, deoarece curentul de aer fiind rotit în aparatul de ghidare în sens invers rotirii în elice, datorită dispozitivului paletelor, la ieșirea din carcasă are o direcție axială. Ventilatorul centrifugal este alcătuit (d) dintr-o carcasă în formă de spirală 1 și un rotor cu palete 2; el lucrează după același principiu ca suflanta centrifugală (v. cap. 22). În tabela 21.8 se arată avantajele și dezavantajele celor două tipuri de ventilatoare.

Tabela 21.8

Avantajele și dezavantajele ventilatoarelor destinate răcirii cu aer a motorului

Tipul ventilatorului	Avantaje	Dezavantaje
Axial	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Debit mare de aer la dimensiuni reduse</li> <li>2) Randamentul ridicat</li> <li>3) Construcția carcasei de ghidare este simplă</li> <li>4) Schimbarea direcției curentului de aer, prin înclinarea paletelor</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Zgomot mare la turații ridicate</li> <li>2) Turație sporită pentru a mări căderea de presiune</li> <li>3) Tehnologia de fabricație pretențioasă deoarece se cere o precizie dimensională ridicată și o bună calitate a suprafeței paletelor</li> </ol>
Centrifugal	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Grad de comprimare mai ridicat</li> <li>2) Zgomot mai redus</li> <li>3) Construcția simplificată prin absența aparatului de ghidare</li> <li>4) Consum de putere redus</li> <li>5) Variația mai redusă a randamentului cu rezistențele</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Gabarite mai mari la același debit cu compresorul axial</li> <li>2) Randamentul mai redus</li> <li>3) Carcasă de ghidare complicată</li> </ol>

Ventilatorul poate fi de tipul independent sau calat direct pe arborele cotit (fig. 21.23). În primul caz, ventilatorul este antrenat prin curea (a), prin lanț sau prin angrenaj cu roți dințate (b). Așezarea ventilatorului direct pe arborele cotit (c) simplifică construcția și asigură o mare siguranță în funcționare (dacă se rupe cureaua în timpul deplasării autovehiculului, iar conducătorul nu este avertizat, are loc o supraîncălzire a motorului care ducă la avariarea lui) și o durabilitate ridicată. În schimb, ventilatoarele independente pot avea dimensiuni mai mici, datorită turației ridicate de antrenare. Transmisia este o sursă de sporire a defecțiunilor și a costului. Antrenarea prin curea este simplă și silențioasă (pentru siguranță se folosesc două curele); cureaua are o durabilitate redusă; antrenarea prin roți dințate este sigură, dar este zgomotoasă și costisitoare. Antrenarea prin lanț întrunește calități intermediare. Dacă în timpul înaintării autovehiculului, antrenarea iese din funcțiune apare pericolul avarierii motorului prin supraîncălzire.

**Calculul sistemului de nervurare a cilindrului** are ca scop să determine sau să verifice aria suprafeței de disipare a căldurii în mediul ambiant, să precizeze sarcina hidraulică și puterea ventilatorului. Sistemul de nervurare a cilindrului este definit de numărul  $z$  de nervuri și de pasul de nervurare  $s$ . Dacă  $S$  este cursa pistonului, atunci lungimea exterioară nervurată a cilindrului este definită de relația (1) din tabela 21.9. O nervură se caracteri-

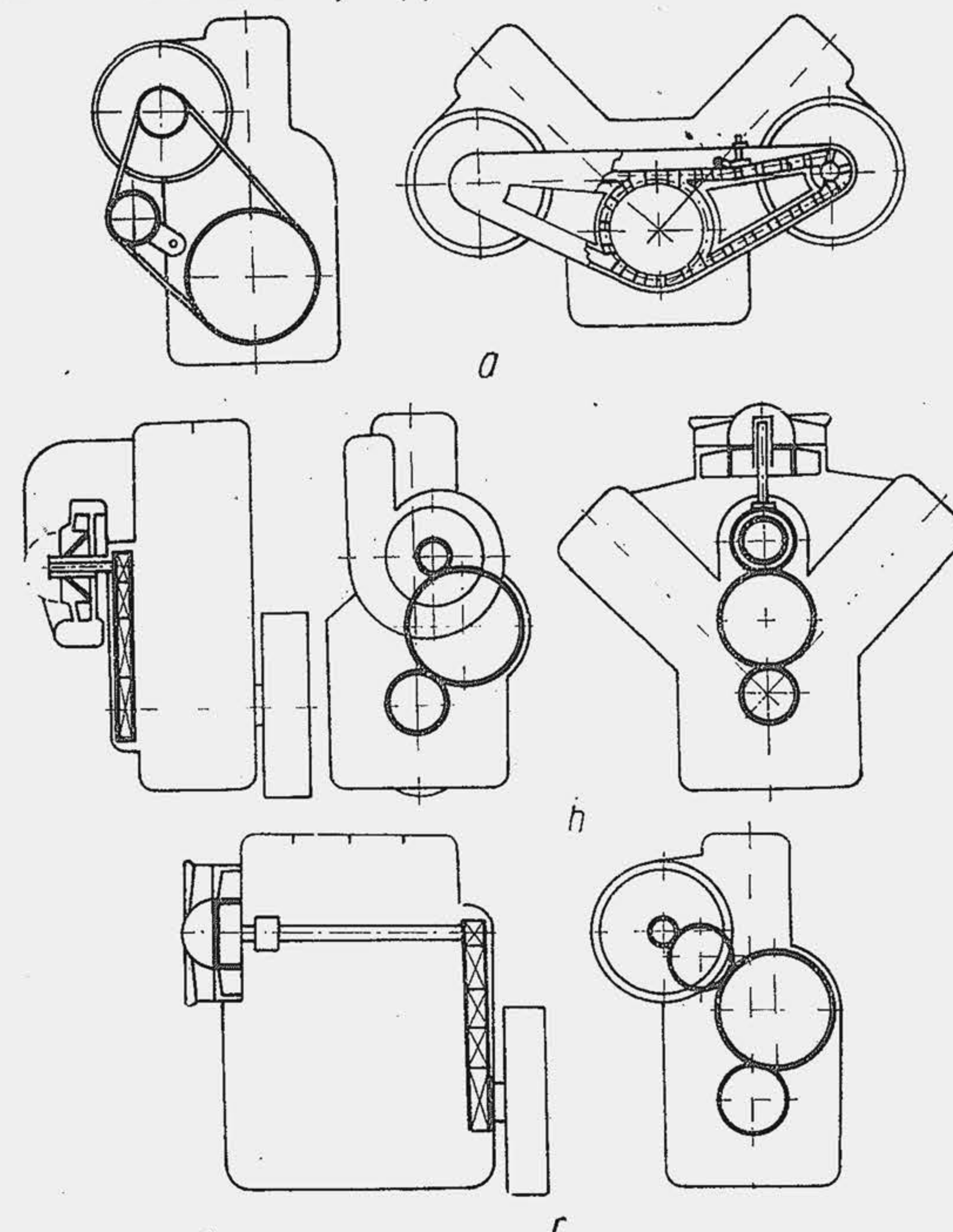


Fig. 21.23. Procedee de antrenare a ventilatorului la motoarele răcite cu aer.



Tabela 21.9

## Relații pentru calculul sistemului de nervurare a cilindrului

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Lungimea de nervurare	$L_s = b \cdot S = z \cdot s$ (1)
Aria necorectată	$A_s^* = z \cdot 2\pi \frac{D_v^2 - D_e^2}{4} = 2z\pi \frac{(D_e + 2h)^2 - D_e^2}{4}$ (2)
Aria $A_e$	$A_e = \pi D_e (L_s - z\delta)$ (3)
Aria totală (definită geometric)	$A_t = \varphi A_s^* + A_e$ (4)
Aria de trecere a aerului	$A_0 = z \cdot 2s_0(h + j/2) \approx z \cdot 2(s - \delta) \cdot h$ (5)
Fluxul de căldură prin cilindru	$\dot{Q}_{cil} = \dot{Q}_{rac}/(1 + a)$ [kJ/h] (6)
Aria totală (definită fizic)	$A_t = \frac{\dot{Q}_{cil}}{C_{ce}(t_{mpe} - t_{ma})}$ (7)
Debitul aerului de răcire	$\dot{V}_{acil} = \frac{\dot{Q}_{cil}}{3600 \rho_a c_{pa}(t_e - t_i)}$ [m³/s] (8)
Viteza aerului	$\bar{W}_a = \dot{V}_{acil}/A_0$ (9)
Coeficientul de convecție echivalent	$C_{ce} = C_c \left( E \frac{A_s}{A_t} + \frac{A_e}{A_t} \right)$ (10)
Eficiența nervurii	$E = \frac{\tanh[\sqrt{2Bi}(h/\delta)]}{\sqrt{2Bi}(h/\delta)}$ (11)
Criteriul Biot	$Bi = C_c \delta / \lambda_s$ (12)
Coeficientul de convecție	$C_c = 150 \frac{(\rho_a \bar{W}_a)^{0,8}}{d_e^{0,2}} s_0^{0,5}$ [kJ/m²hK] (13)
Diametrul echivalent	$d_e = 2 \frac{h(s - \delta)}{h + s - \delta}$ (14)
Căderea de presiune	$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$ (a) $\Delta p_1 = \zeta_{cil} \frac{\rho_a \bar{w}_a^2}{2}$ (b); $\Delta p_2 = \frac{\rho_a \bar{w}_a^2}{2}$ (c) (15)
Puterea ventilatorului aferentă unui cilindru	$P_{vcil} = 10^{-3} \cdot \dot{V}_{acil} \Delta p / \eta_{vt}$ [kW] (16)

Valori pentru calcul:

 $b = 1,0 \dots 1,3$ ;  $s = 3 \dots 10$  mm;  $h = 15 \dots 35$  mm;  $\delta = 2 \dots 4$  mm; $\varphi = 0,5 \dots 0,7$ ;  $a = 0,4 \dots 0,6$ ;  $t_{mpe} = 140 \dots 160^\circ\text{C}$ ;  $t_{ma} = 60 \dots 70^\circ\text{C}$ ; $t_i = t_0 = 35 \dots 40^\circ\text{C}$ ;  $t_e = 80 \dots 100^\circ\text{C}$ ;  $c_{pa} = 1$  kJ/kg K;  $\rho_a = p_0 / R T_a$ ; $\bar{W}_a = 20 \dots 60$  m/s;  $E = 0,4 \dots 0,9$ ;  $\lambda_s = 210$  kJ/mhK pentru fontă și $\lambda_s = 730$  kJ/mhK pentru Al;  $\zeta_{cil} = 2 \dots 4$ ;  $\eta_{vt} = 0,6 \dots 0,8$ .

zează prin înălțimea  $h$  și grosimea  $\delta$ . O nervură ideală 1 are un profil parabolic (fig. 21.24, a) și asigură o cădere constantă de temperatură pe toată înălțimea  $h$  (b); ea este de eficiență maximă deoarece realizează căderea maximă de temperatură între perete și aer. O nervură ideală stilizată este de tip triunghiular 2, dar nu se poate realiza tehnologic nici în această formă și nu este nici practică deoarece vârful subțire se rupe ușor. Nervura trapezoidală 3 reprezintă compromisul optim între tehnologie și teorie; ea este costisitoare. O nervură simplă dar cu eficiență termică mai mică este nervura dreptunghiulară 4. Dacă  $\delta$  variază cu  $h$  în calcul se consideră valoarea medie. Nervurile se racordează la bază și la vîrf. Elementele geometrice ale nervurii se arată în (c):  $D$  este alezajul;  $\delta_c$  — grosimea cilindrului;  $D_e$  — diametrul exterior al cilindrului ( $D_e = D + 2\delta_c$ );  $D_v$  — diametrul cercului care se reazemă pe vîrfurile nervurii. Pentru a reduce lungimea motorului, distanța  $h$  dintre vîrfurile nervurii în planul cilindrului este mult redusă față de planul transversal. Distanța  $j$  dintre nervurile a doi cilindri trebuie redusă la maximum. Din cauza buloanelor de prindere a chiulasei și cilindrului pe blocul-carter, nervura este evazată (v. fig. 15.7). Uneori nervurile sînt tăiate (tăietura  $e$ ) pentru a permite dilatarea. Aria nervurii în contact cu aerul este dată de relația (2), dacă nervura ar fi circulară. Din cauza neregularităților se introduce un factor de formă  $\varphi$ , astfel că aria reală  $A_s = \varphi A_s^*$ . Aria exterioară a cilindrului  $A_e$ , în contact cu aerul, este dată de relația (3) iar aria totală de schimb de căldură, de relația (4). Aria transversală a canalului dintre nervuri, dată de relația (5), este aria din planul cilindrului, prin care trece aerul de răcire din amonte în avalul cilindrului.

Aerul intră în canalul dintre nervuri din carcasa ventilatorului la temperatura  $t_i$  și iese la temperatura  $t_e$  (d), temperatura de ieșire variază în lungul cilindrului; în calcul se consideră că  $t_e$  este o temperatură medie. Pentru calculul convectiv de căldură se folosește temperatura medie a aerului  $t_{ma} = (t_i + t_e)/2$ . Temperatura nervurii variază cu înălțimea  $h$  și cu lungimea  $L_s$ , variază după circumferință; în calcule se consideră o temperatură medie a peretelui exterior  $t_{mpe}$ . Viteza medie a aerului prin canalul dintre nervuri  $\bar{W}_a$  se consideră egală cu viteza în secțiunea canalului din planul cilindrului (secțiunea  $A_0$ ).

Fluxul de căldură care trebuie disipat  $\dot{Q}_{rac}$ , calculat cu relațiile anterioare, se împarte în două componente  $\dot{Q}_{rac} = \dot{Q}_{cil} + \dot{Q}_{ch}$ , una reprezintă

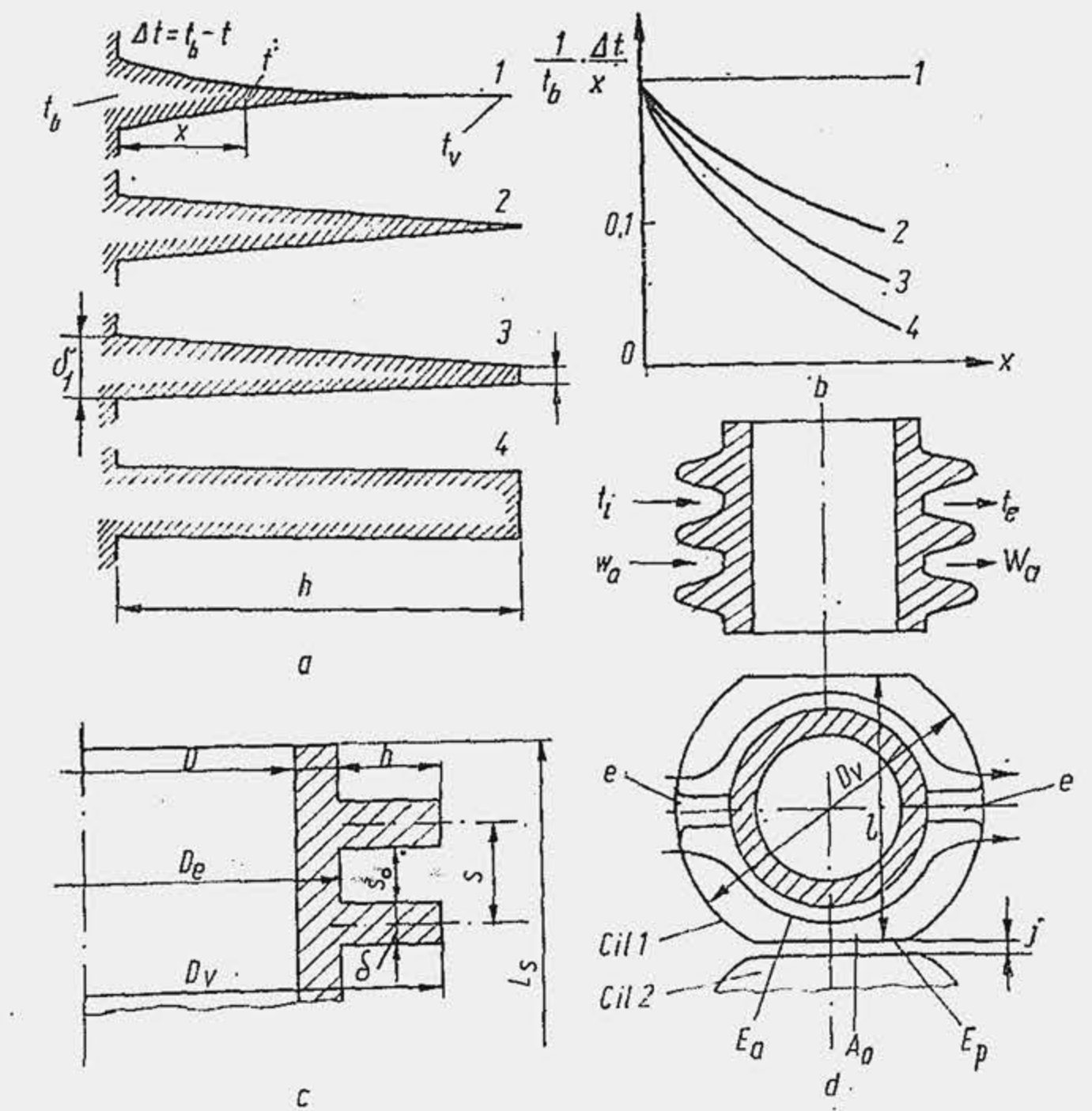


Fig. 21.24. Caracteristici constructive ale sistemului de nervurare a cilindrului.



Avantajele și dezavantajele sistemelor de răcire

Avantaje		Dezavantaje	
Răcirea cu lichid	Răcirea cu aer	Răcirea cu lichid	Răcirea cu aer
1) Răcirea locală eficientă, mai ales a punctelor calde din camera de ardere, ceea ce micșorează pericolul de fisurare și detonație	1) Simplitatea sistemului de răcire prin utilizarea unui număr redus de piese	1) Construcția circuitului de apă relativ complicată, datorită radiatorului și necesității de păstrare a etanșeității	1) Temperatura mai ridicată a suprafețelor din cilindru, ceea ce micșorează $\eta_p$ cu 5%, iar puterea litrică cu 5–10%
2) Stabilitate termică ridicată la variațiile rapide ale sarcinii și turației	2) Stabilitatea termică la variațiile mari ale temperaturii mediului ambiant	2) Dificultăți sporite de întreținere și reparații: prezența punctelor de întrefînere, înfundarea radiatorului, etc.	3) Imposibilitatea forțării motorului prin turație și raport de comprimare din cauza solicitării termice mai înalte
3) Funcționarea sigură la temperaturi ridicate ale mediului ambiant (lipsește pericolul gri-pării prin supraîncălzire)	3) Încălzirea rapidă a motorului, ceea ce reduce uzura de pornire a cilindrilor	3) Reducerea siguranței în funcționare la temperaturi sub $0^\circ\text{C}$ din cauza pericolului de îngheț al apei	3) Pornire nesigură la temperaturi joase
4) Pornire sigură la temperaturi foarte joase prin turnare de apă caldă în camera de răcire	4) Funcționarea sigură la temperaturi foarte joase ale mediului ambiant, fără pericolul de îngheț al apei	4) Încălzire înceată a motorului după pornire și temperatură mai redusă a cilindrilor, ceea ce intensifică uzura	4) Zgomot mai mare provocat mai ales de ventilator
5) Zgomot mai redus, datorită cămășii de apă din jurul cilindrului, care acționează ca izolant (v. pag. 910)	5) Regim termic mai ridicat, ceea ce reduce uzura corosivă a cilindrilor	5) Necesitatea de materiale neferoase deficitare, Cu, Sn	5) Necesitatea unui radiator de ulei pentru orice tip de motor
6) Răcirea sigură a motoarelor supraîncărcate sau forțate	6) Masa și lungimea construcției mai mici	6) Nesiguranța în funcționare în regiunile lipsite de apă	6) Îmbicsirea canalelor de aer dintre arpișoare
7) Putere mai mică pentru antrenarea pompei de apă și ventilatorului (2...9%) $P_e$			7) Consum mai mare de putere (9,5...13%) $P_e$

fluxul evacuat prin cilindru ( $\dot{Q}_{cil}$ ) cealaltă, fluxul evacuat prin chiulasă ( $\dot{Q}_{ch}$ ). Se notează cu  $a$  raportul celor două componente  $a = \dot{Q}_{ch}/\dot{Q}_{cil}$ , astfel că pentru calcul rezultă relația (6). Aria totală se verifică sau se determină din ecuația schimbului de căldură prin convecție (7), unde  $C_{ce}$  este coeficientul de convecție echivalent al schimbului de căldură. Pe baza ecuației fluxului de căldură se determină debitul aerului de răcire  $\dot{V}_{acil}$ , relația (8), unde  $\rho_a$  este densitatea aerului iar  $c_{pa}$  — căldura specifică a aerului la presiune constantă. Viteza medie de curgere rezultă din relația (9), pe baza ecuației de debit. Coeficientul de convecție echivalent, relația (10), se calculează în ipoteza că coeficientul de convecție  $C_e$  este același pentru nervură și pentru cilindru. Întrucât nervura nu are o temperatură constantă se introduce factorul de eficiență a nervurii  $E$ , relația (11), unde  $Bi$  este criteriul lui Biot (relația 12),  $\lambda_s$  fiind coeficientul de conductibilitate al materialului, fontă sau aluminiu. Dacă  $E = 1$ , rezultă  $C_{ce} = C_{cema}$ , dar  $E < 1$ .

Una dintre problemele spinoase ale calculului este valoarea coeficientului de convecție  $C_e$ . Cercetări originale au permis, pe baza relației  $Nu = CRe^{0.8}$  ( $Nu$  și  $Re$  — criteriile Nusselt și Reynolds), să se stabilească relația (13), în ipoteza curgerii turbulente, nestabilizate, unde  $d_e$  este diametrul echivalent, dat de relația (14) ( $d_e$ ,  $s_0$  în m;  $\bar{W}_a$  în m/s;  $\rho_a$  în kg/m<sup>3</sup>).

Relațiile (1)...(14) alcătuiesc un sistem de ecuații care se rezolvă în mai multe feluri: se aleg inițial mărimile geometrice ale sistemului de nervurare și rezultă din (1)...(4) aria  $A_t$  care se verifică apoi cu aria  $A_t$  din (7), calculată pe baza schimbului convectiv de căldură. Sistemul poate fi programat pe un calculator numeric.

Căderea de presiune  $\Delta p$ , între carcasă și mediu este determinată de rezistența gazodinamică a nervurii  $\Delta p_1$ , și energia cinetică a curentului la ieșirea din canalele nervurilor  $\Delta p_2$ , dată de relațiile (15). Cu relația (16) se calculează puterea ventilatorului necesară pentru aerul de răcire a unui cilindru.

**Comparație între sistemele de răcire.** În tabela 21.10 se arată avantajele și dezavantajele fiecărui sistem de răcire. Analiza acestora permite proiectantului să conchidă asupra oportunității unui sistem de răcire în raport cu condițiile de exploatare a motorului.

#### 21.4. REGLAREA SISTEMULUI DE RĂCIRE

**Necesitatea sistemului de reglare.** Sistemul de răcire se dimensionează pentru debitul orar maxim de căldură  $\dot{Q}_{rdo}$  care se dezvoltă la sarcină totală și turația de putere maximă  $n_p$  (punctul R, fig. 21.25, a și b).  $\dot{Q}_{rac}$  variază cu sarcina și turația. Pompa și ventilatorul au o legătură cinematică cu arborele cotit, de aceea debitul lor depinde de turația arborelui cotit și de carac-

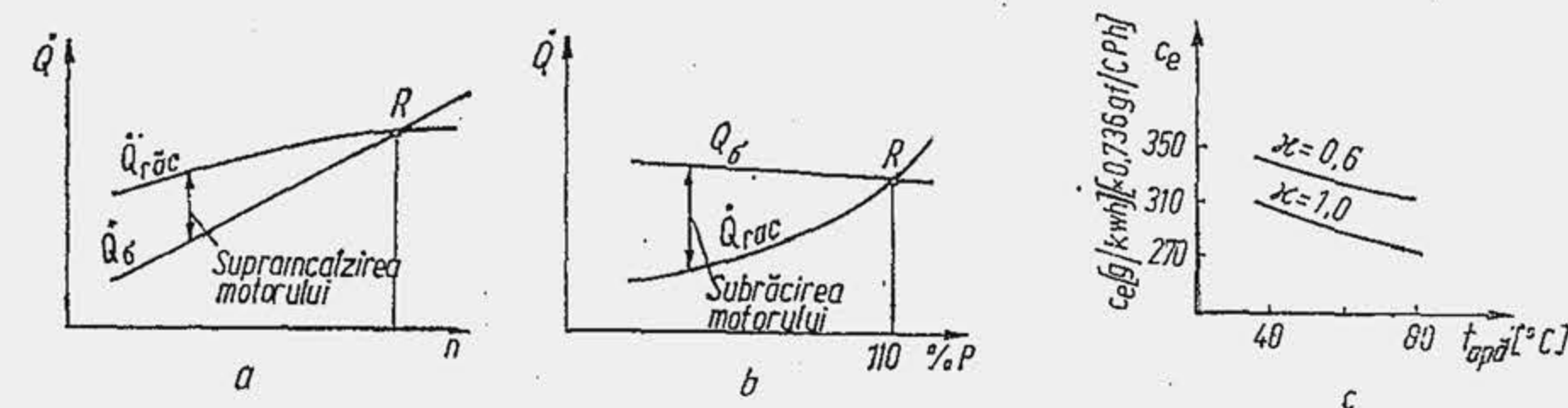


Fig. 21.25. Dependenta fluxurilor de căldură de sarcină și turație (a și b); influența temperaturii asupra consumului specific de combustibil.



teristicile lor interne. La reducerea turației, debitul de căldură ( $\dot{Q}_c$ ) preluat de sistemul de răcire se micșorează, dar  $\dot{Q}_c$  variază după o alură diferită de  $\dot{Q}_{rac}$  și anume  $\dot{Q}_{rac}$  scade mai încet. Astfel, la turații mici și sarcină totală ( $\kappa = \kappa_t$ ),  $\dot{Q}_{rac} > \dot{Q}_c$  iar motorul se supraîncălzește. La reducerea sarcinii motorului  $\dot{Q}_{rac}$  scade evident, dar  $\dot{Q}_c$  rămâne neschimbat, deoarece debitele de apă și aer sînt independente de sarcină ( $n = ct$ ); ca urmare apare tendința subrăcirii motorului. O subrăcire a motorului poate avea loc și la reducerea temperaturii mediului ambiant, deoarece capacitatea sistemului de răcire se dimensionează pentru temperatura maximă a mediului ambiant din timpul verii. Subrăcirea influențează consumul specific de combustibil și durabilitatea motorului. La MAC, reducerea temperaturii apei de răcire sporește consumul specific aproximativ cu 13,5 g/kWh (10 gf/CPh) pentru fiecare 10° (fig. 21.25, c) deoarece se amplifică frecarea în suprafețele portante (pelicula de ulei are viscozitate mai mare). În plus, se reduce temperatura suprafeței interioare a cilindrului, ceea ce permite condensarea produselor acide din gazele de ardere. La MAS, reducerea temperaturii apei de răcire, prin efectul pe care-l exercită asupra temperaturii peretilor, micșorează viteza de vaporizare a combustibilului, mărește gradul de distribuție neuniformă a combustibilului între cilindri, ușurează condensarea vaporilor pe oglinda cilindrului. În prezent se acordă o mare atenție menținerii în exploatare a regimului termic optim al motorului. Pentru a evita subrăcirea, în sistemul de răcire se prevede un dispozitiv de reglare. Principiul metodei de reglare constă în a limita disiparea în mediul ambiant a căldurii preluate de fluidul de răcire la sarcini reduse. Principal se poate acționa pe două căi: se micșorează debitul de lichid care trece prin radiator; se micșorează debitul de aer care trece prin radiator.

**Reglarea debitului de lichid.** Dispozitivul de reglare așezat în circuitul lichidului de răcire se numește termostat. Termostatul poate fi de două feluri: cu arc metalic și cu burduf.

Termostatul cu burduf (fig. 21.26) este alcătuit dintr-un vas metalic gofrat și etanș 1 în interiorul căruia se află un lichid care fierbe ușor: eter, clorură de etil sau metil (termostatul motorului SAVIEM 797-05 este confecționat din tablă de alamă și este umplut cu ceară). Un capăt al vasului este prins pe reazemul fix 2; de celălalt capăt se prinde tija cu supapa 3. Termostatul 1 se așază în calea curentului de lichid, la ieșirea lui din chiulasă și împiedică trecerea acestuia spre radiatorul 4 (fig. 21.27, a) când temperatura nu depășește o valoare deter-

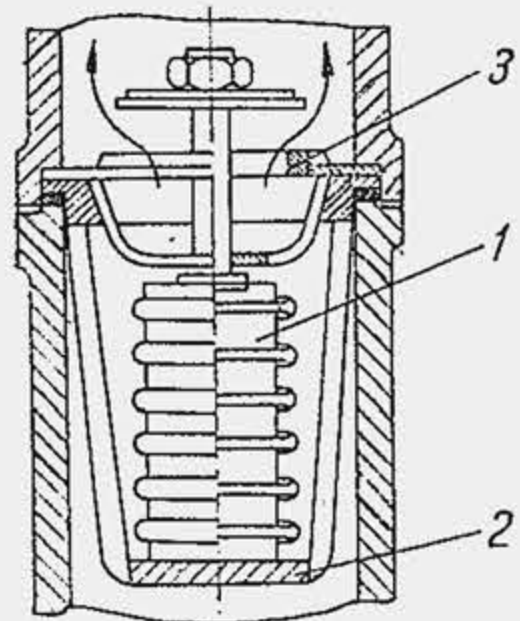


Fig. 21.26. Termostat cu burduf.

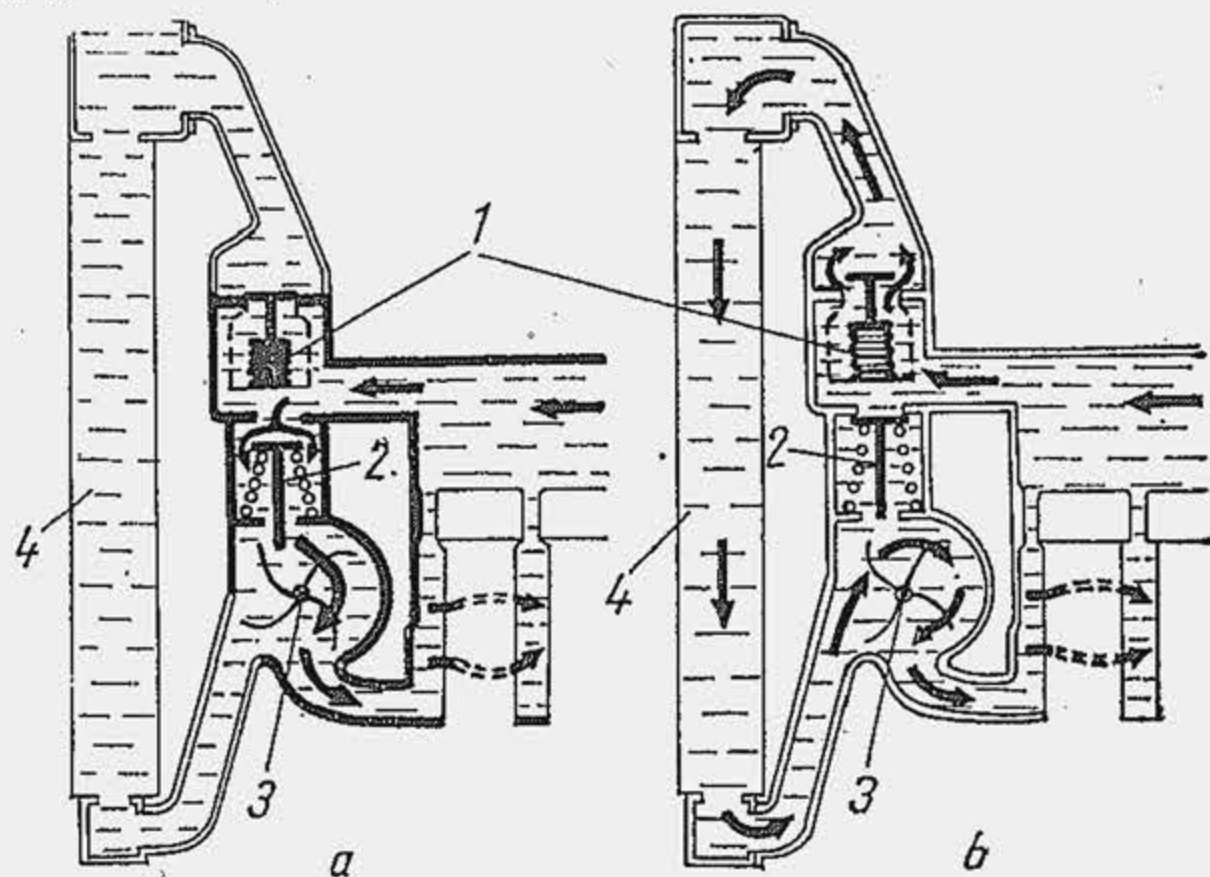


Fig. 21.27. Circulația lichidului în sistemul de răcire cu termostatul închis (a) și deschis (b).

minată, aproximativ 70°C. La temperatura maximă supapa termostatului este complet deschisă (b) și lichidul circulă normal prin radiator. Când termostatul este închis, pompa 3 vehiculează lichidul reglat de supapa suplimentară 2 prin spațiul de răcire ceea ce uniformizează temperatura suprafețelor. Ridicarea supapei termostatului de pe sediu se efectuează treptat (fig. 21.28) pe măsură ce crește temperatura. Pentru controlul termostatului se precizează temperaturile limită: de început de ridicare și de ridicare maximă (tab. 21.11).

**Reglarea debitului de aer.** Debitul de aer poate fi modificat pe mai multe căi. Calea cea mai răspândită constă în obturarea circuitului de aer. În acest scop se prevăd un șir de aripioare așezate în fața sau în spatele radiatorului care se comandă manual sau automat (comanda automată prin termostat este complicată și nu s-a răspândit). O soluție simplificată constă dintr-un ecran de protecție care se așază în fața radiatorului (turismul Dacia 1300), când temperatura coboară sub 0°C sau când există umiditate excesivă în atmosferă, pentru a se evita givrajul carburatorului. Când temperatura coboară sub -10°C se folosește o husă exterioară de protecție, așezată de asemenea în fața radiatorului. Obturarea radiatorului este interzisă la temperaturi de peste 0°C. În prezent, la unele motoare se reglează turația ventilatorului în funcție de temperatura lichidului de răcire. În acest scop se antrenează ventilatorul printr-un cuplaj hidraulic, electric sau electromagnetic; primul sistem de antrenare este mai avantajos și scoate din funcțiune ventilatorul la sarcini și turații mici. O altă metodă constă în variația automată a pasului paletelor ventilatorului, cu ajutorul unui termostat. La pornire unghiul de atac al paletelor este nul, iar ventilatorul nu deplasează aer prin radiator; la aproximativ 70°C se modifică unghiul de atac.

La motoarele răcite cu aer modificarea debitului aerului de răcire se realizează pe mai multe căi. O soluție interesantă constă în modificarea turației ventilatorului, în care scop se utilizează un cuplaj mecanic, electric, electromagnetic, hidraulic sau pneumatic. Soluția este

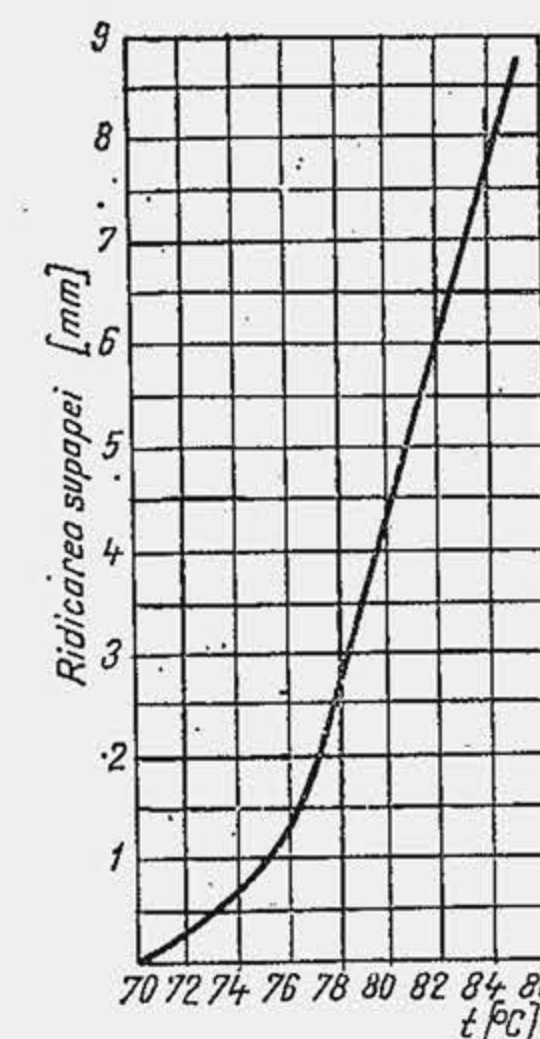


Fig. 21.28. Caracteristica termostatului.

Temperatura de control a termostatului

Motorul	Temperatura inițială de ridicare a supapei [°C]	Temperatura de ridicare maximă a supapei [°C]
Dacia 1300	80	—
SR-211	69...73	90
SAVIEM-797	78	91
MAN-2156	71	85

costisitoare, se utilizează mai rar și uneori în combinație cu rotirea paletelor din aparatul de ghidare al ventilatorului axial. Procedee mai simple constă în obturarea curentului de aer, devierea unei părți din curentul de aer înainte de intrare între nervurile de răcire sau recircularea unei părți din aerul cald prin ventilator (fig. 21.29). Primul procedeu este cel mai răspândit; clapetele de aer se comandă automat prin termostat.



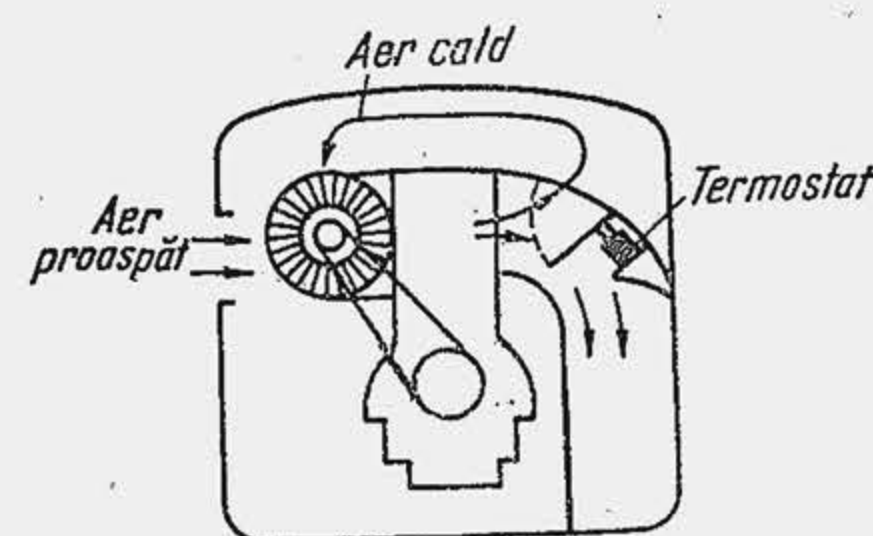


Fig. 21.29. Reglarea temperaturii aerului în sistemul de răcire cu aer.

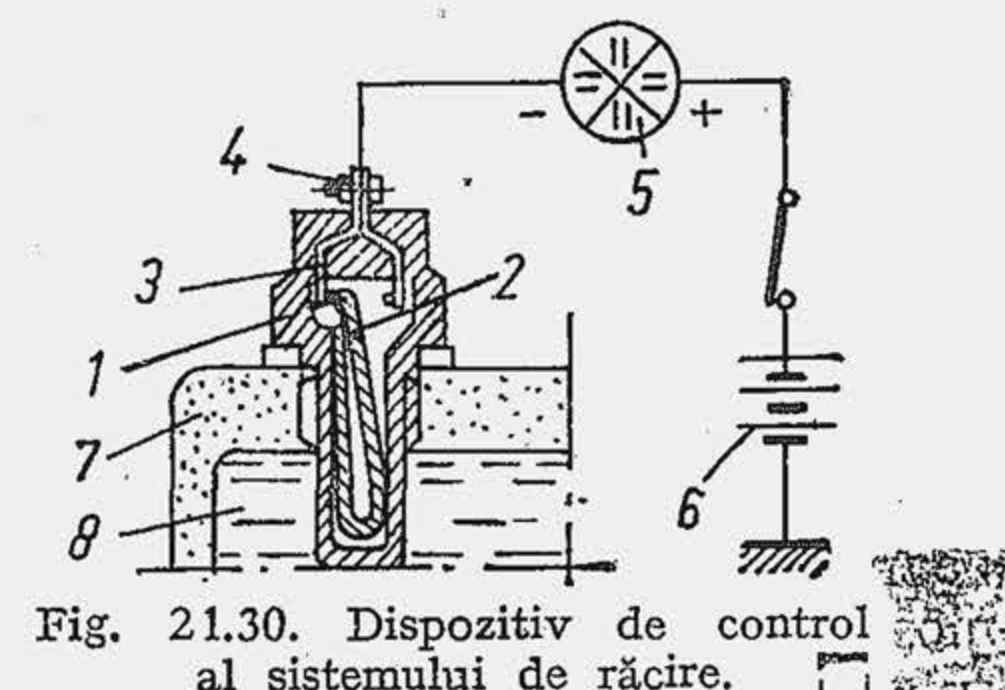
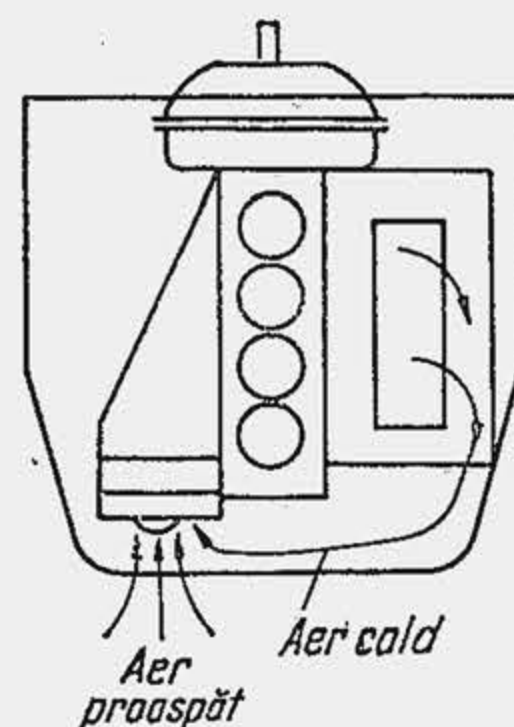


Fig. 21.30. Dispozitiv de control al sistemului de răcire.

**Controlul sistemului de răcire.** Supraîncălzirea motorului produce avarii. De aceea în sistemul de răcire se prevede un dispozitiv de control care avertizează la depășirea temperaturii maxime. Termocontactul (fig. 21.30) este alcătuit dintr-un corp filetat 1 care se fixează pe blocul de cilindri 7, în circuitul lichidului de răcire 8. În interiorul corpului 1 se află o lamă bimetalică 2 care se deplasează între contactele 3. Borna de contact 4 se află într-un circuit electric. Când temperatura lichidului depășește valoarea admisibilă, lama 2 se deplasează spre dreapta, închide circuitul electric și lampa de control 5 se aprinde. În prezent trebuie considerat ca insuficientă protecția motorului numai la supraîncălzire. Subrăcirea, prin consecințele ei, consum excesiv de combustibil, uzare mai mare, noxe în concentrație mai mare este dăunătoare în tot timpul exploatării. De aceea este recomandabil să se prevadă un termometru de control, care să permită verificarea continuă a stării termice a motorului, prin temperatura lichidului de răcire.

**Răcirea diferențiată a motorului.** Experiența arată că temperatura optimă a lichidului de răcire, care circulă prin cămașa cilindrului trebuie să fie aproximativ 90°C. Răcirea chiulasei impune alte deziderate. Astfel, pentru a obține o înclinație mai mică la detonație și o umplere mai eficientă, temperatura chiulasei trebuie să fie mai mică decât a cilindrului. Încercările efectuate în țara noastră [12] arată că temperatura optimă a apei din chiulasa motorului este de aproximativ 40...56°C (fig. 21.31, a). De aceea, se urmărește răcirea diferențiată a motorului. Răcirea diferențiată se poate realiza pe mai multe căi. Se utilizează două circuite de apă independente (b), iar radiatorul R este despărțit în două părți. Apa din circuitul chiulasei (C) este deplasată forțat de o pompă și asigură o răcire mai intensă. Cămașile cilindrilor sunt răcite prin convecție naturală. În varianta următoare (c) se utilizează un singur radiator, iar cămașa de apă din chiulasă este în comunicație cu cea din blocul de cilindri, prin orificii strangulate. Și în acest caz răcirea chiulasei se efectuează forțat, iar a blocului de cilindri prin termosifon. În fine, în a treia variantă (d) se produce o răcire com-

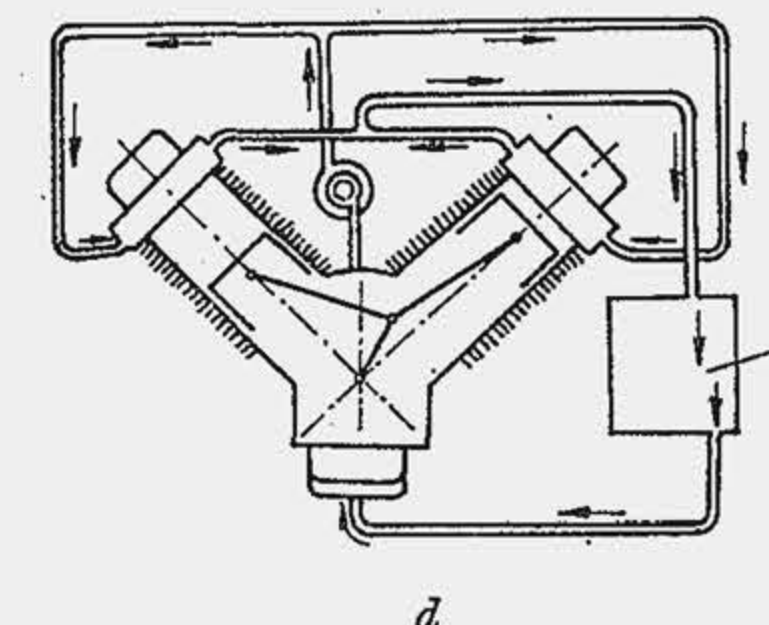
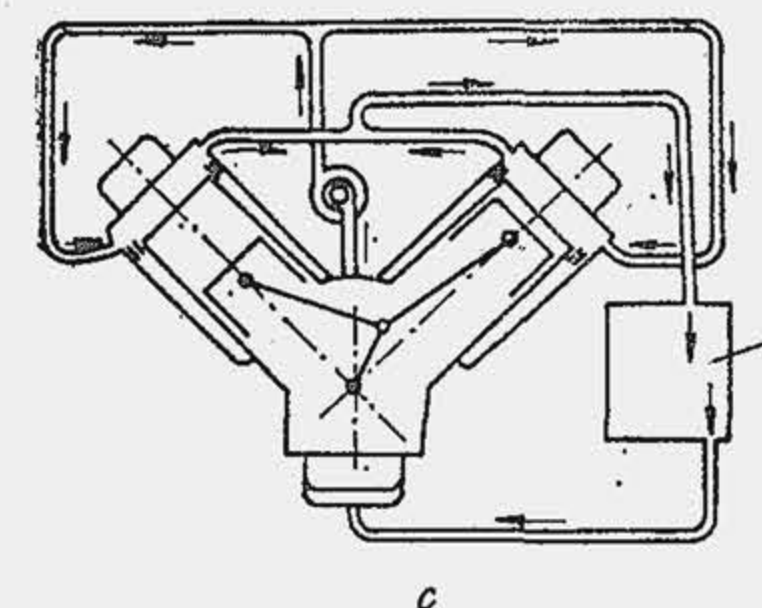
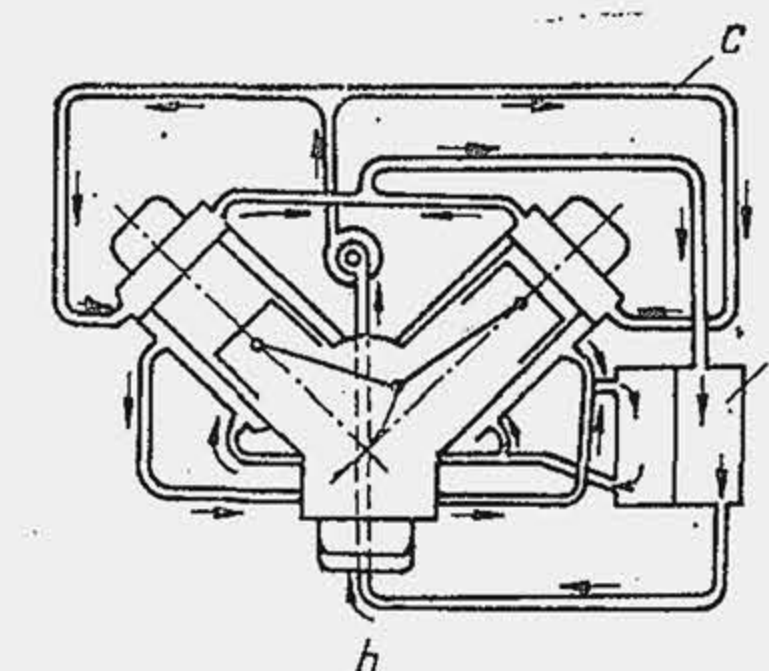
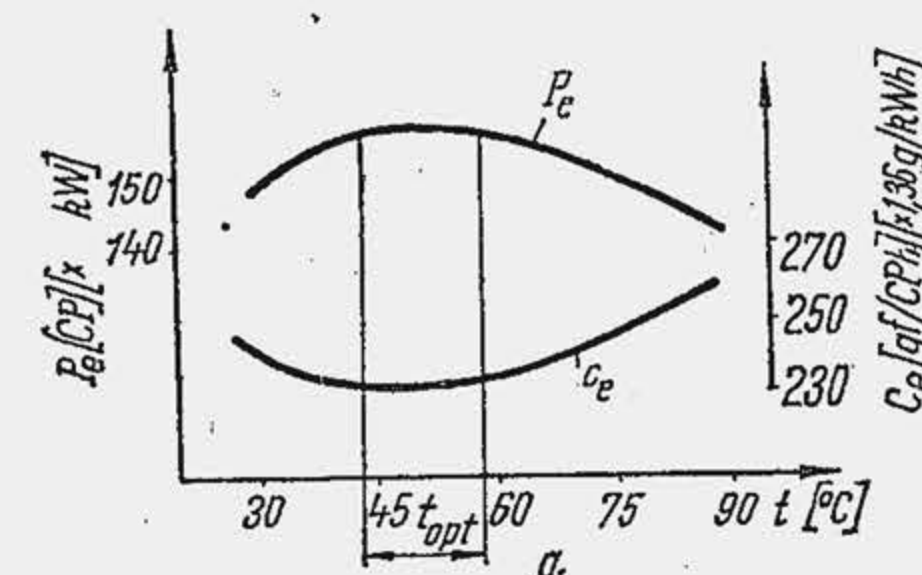


Fig. 21.31. Sisteme de răcire diferențială a motorului și eficiența lor.

binată: chiulasa este răcită forțat prin lichid, iar cilindrii se răcesc cu aer. Experiențele efectuate cu o instalație specială, de răcire diferențiată a motorului SR-211 arată o eficiență sporită a procedurii (tab. 21.12). Creșterea economicității este determinată de utilizarea unui avans mai mare, apropiat de cel optim, fără pericolul de detonație.

Tabela 21.12

Influența răcirii diferențiate a motorului SR-211 asupra puterii și consumului specific de combustibil

Sarcina motorului, în %*	100	75	50
Creșterea medie a puterii, în %	9,7	6,25	3,75
Scăderea medie a consumului specific de combustibil, în %	11,5	8,0	7,2

\* Temperatura apei din cămașa cilindrului 90°C; temperatura apei din cămașa chiulasei 45°C.

## 21.5. SISTEME DE RĂCIRE

Sistemele de răcire a motoarelor cuprind, în afară de circuitul principal, mai multe circuite suplimentare. Pentru încălzirea caroseriei se prevede un circuit derivat cu un radiator de climatizare în care intră lichidul de răcire la temperatură ridicată, prelevat la ieșirea din chiulasă, în amontele termostațului; la ieșirea din radiatorul climatizorului, lichidul este îndreptat spre pompă. La motorul turismului Dacia 1300 se prevede un al doilea circuit derivat care încălzește carburatorul pentru a preveni givrajul (fig. 21.32, a). La motorul MAN D 2156, se așază în serie, în circuitul lichidului de răcire, radiatorul de ulei (b).



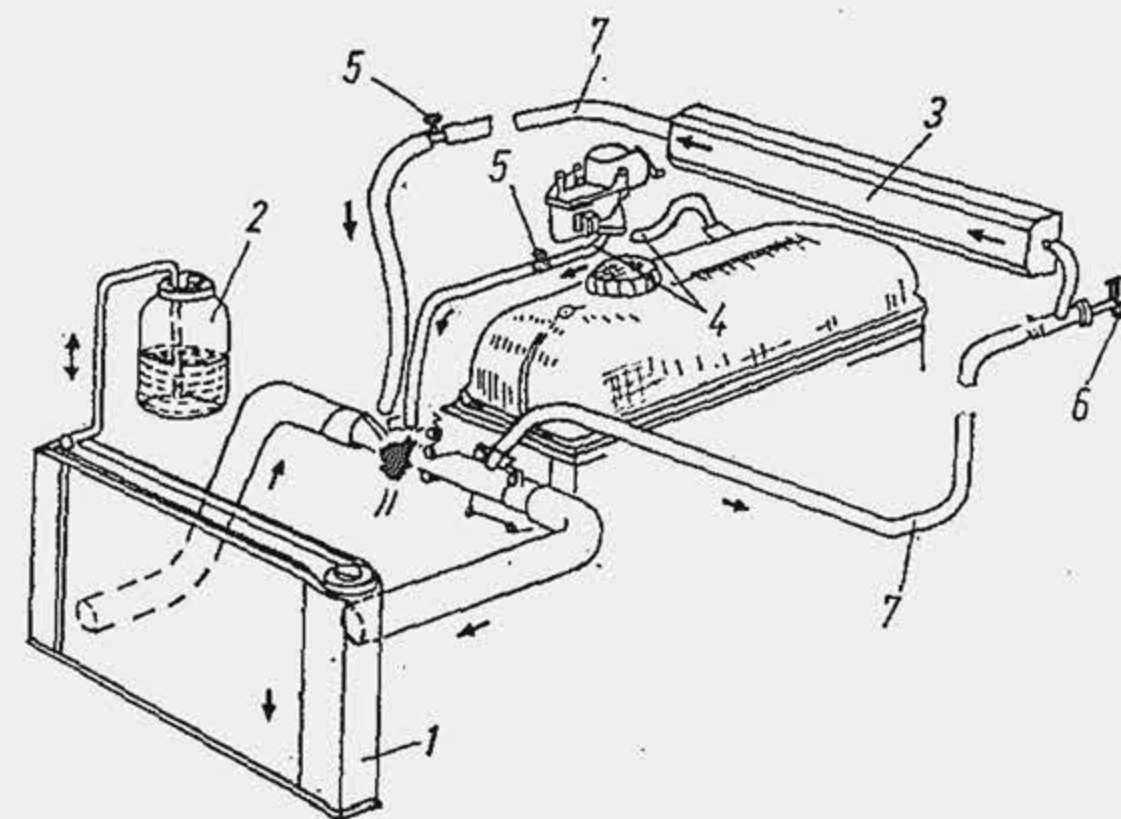
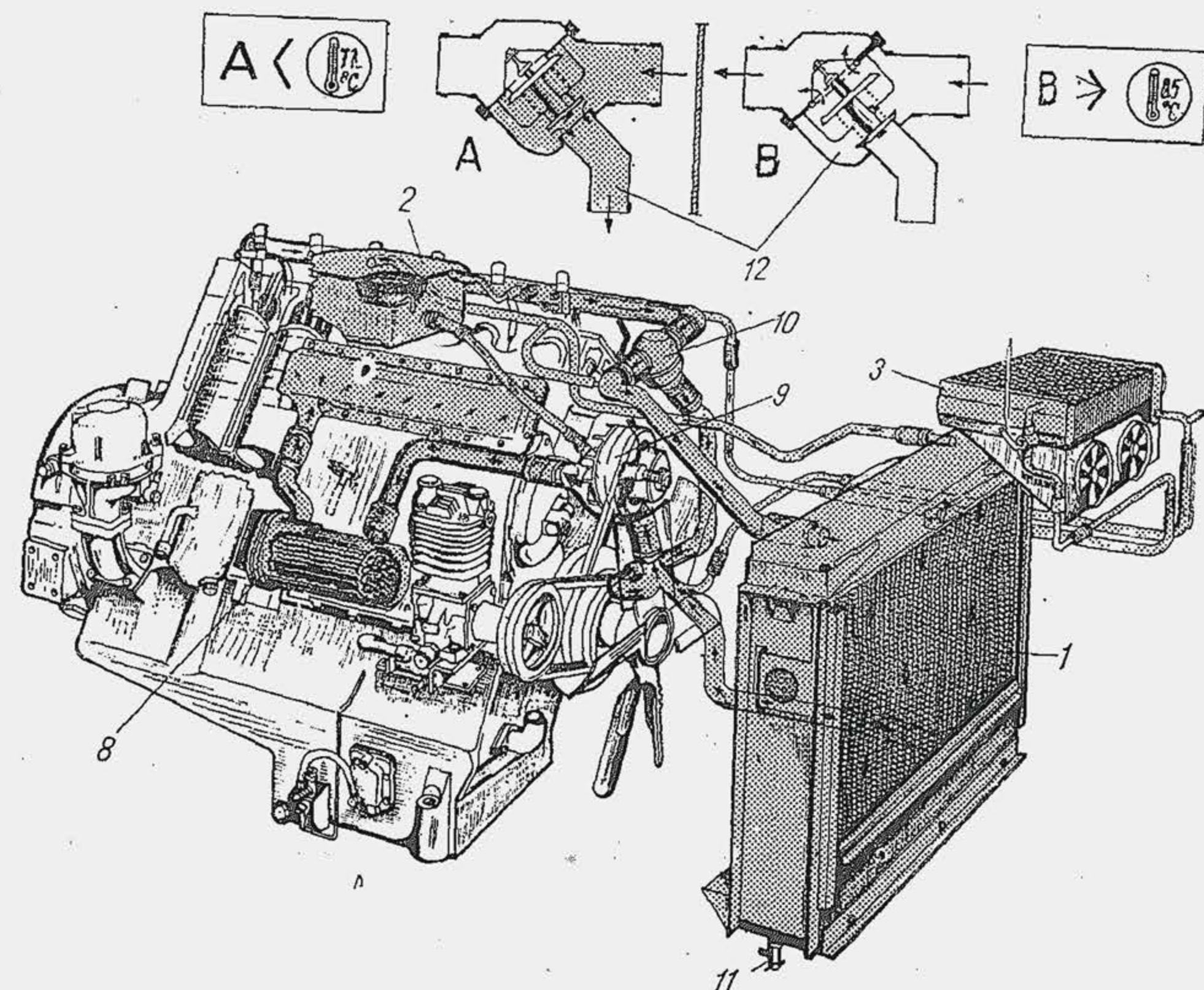


Fig. 21.32. Schema sistemului de răcire a motorului turismului Dacia 1300 (a) și a motorului MAN D 2156 (b):

1 — radiator; 2 — vas de compensare; 3 — radiator de climatizare; 4 — circuitul de încălzire a carburatorului; 5 — robinete pentru eliminarea aerului din sistem; 6 — buton de comandă a climatizării; 7 — conducte de cauciuc pentru circulația lichidului de răcire; 8 — radiator de ulei; 9 — pompa de apă; 10 — locașul termostatlui; 11 — dop pentru golirea radiatorului; 12 — poziții caracteristice ale termostatlui.



## BIBLIOGRAFIE

1. Abăitancei, D., Bobescu, Gh. *Motoare pentru automobile*. București, Editura didactică și pedagogică, 1975.
2. Brebenel, A., Mandrin, C., Fărcașu, I. *Autoturismul Dacia 1300*. București, Editura tehnică, 1975.
3. Brun, R. *Science et technique de moteur Diesel industriel et de transport*. T.3. Paris, Technip, 1971.

4. Burkov, B. B. *Aluminevie radiatori avtotraktornih dvigatelei*. Moskva-Leningrad, Mašinostroenie, 1964.
5. Bussien. *Automobiltechnisches Handbuch*. Berlin, Technischer Verlag, Herbert Cram, 1965.
6. Mateevici, V. ș.a. *Automobile ROMAN cu motoare diesel*. București, Editura tehnică, 1975.
8. Petricenko, R. M. *Sistemă jidkostnogo ohlajdenia băstrohodnih dvigatelei vnutrennego sgorania*. Leningrad, Mašinostroenie, 1975.
9. Pospelov, D. P. *Konstrukția dvigatelei vnutrennego sgorania s vozdušnîm ohlajdeniem*. Moskva, Mașghiz, 1973.
7. Mațkerle, Iu. *Automobilnîe dvigatelei s vozdušnîm ohlajdeniem*. Moskva, Mașghiz, 1959.
10. Roizen, L. I., Dulîkin, I. N. *Teplovoi rasciot orebrennih poverhnosti*. Moskva, Energhia, 1977.
11. Ștefănescu, D., Grünwald, B., Adler, O. *Transmisia de căldură și dinamica gazelor*. București, Editura didactică și pedagogică, 1960.
12. Untaru, M. *Transmiterea căldurii și posibilitățile de creștere a puterii și economicității motorului de automobil prin utilizarea răcirii diferențiate*. Construcția de Mașini, 3, 1964.



## SISTEMUL DE SUPRAALIMENTARE

Supraalimentarea motoarelor se realizează prin intermediul unei suflante (compresor care refulează aerul comprimat la presiuni de  $1,2 \dots 3,2 \text{ daN/cm}^2$ ). Se utilizează două clase de suflante: suflante de dislocare și suflante dinamice. Suflantele din prima clasă se bazează pe principiul dislocării gazului din spațiul de lucru și se împart în suflante cu mișcare alternativă (cu piston) și suflante cu mișcare rotativă (cu rotor profilat, cu palete etc.). Suflantele din ultima clasă se bazează pe principiul modificării cantității de mișcare a gazelor și sînt la rîndul lor de trei feluri: centrifuge, axiale și radiale.

## 22.1. SUFLANTE CU ROTOR PROFILAT

Suflantele cu rotor profilat (Roots) sînt alcătuite dintr-o carcasă 1 (fig. 22.1, a) în interiorul căreia se află două rotoare 2 cu axe paralele, care se rotesc în sensuri diferite. Aerul pătrunde în carcasă printr-un racord de aspirație, situat de o parte a carcasei și iese printr-un racord de refulare situat în partea opusă, deplasîndu-se perpendicular pe axa de rotație. Profilul rotoarelor separă în orice poziție spațiul de refulare de cel de aspirație. Rotorul deplasează periodic din amonte în aval volume limitate de aer (b).

În diagrama  $p-V$  (c) procesul de lucru se reprezintă prin izobara  $ab$  (admisia, care echivalează cu izolarea treptată în camera rotorului a unui volum de aer la presiunea atmosferică), izocora  $bc$  (comprimarea, care corespunde scăpării gazului în aval) și izobara  $cd$  (refularea). În comparație cu diagrama mecanică a unei suflante cu piston ( $abc'd$ ) diagrama mecanică a suflantei cu rotor profilat prezintă o arie suplimentară  $bcc'$ , ceea ce reduce sensibil randamentul. Între cei doi rotoari ai suflantei se prevede un joc, de 0,1 mm, necesar pentru a prelua dilatări termice și deformările provocate de forțele centrifuge.

Rotorul conducător care primește mișcarea de la arborele cotit transmite mișcarea rotorului condus printr-un angrenaj. Jocurile compromit etanșarea, iar la diferențe mari de presiune dintre aval și amonte,  $(p_{av} - p_{am}) > 0,5 \dots 0,7 \text{ daN/cm}^2$ , scăpările se intensifică, randamentul se micșorează (d).

## 22.2. SUFLANTA CENTRIFUGĂ

Suflanta centrifugă este cea mai răspîdită pentru supraalimentarea motoarelor de autovehicule, deoarece are dimensiuni reduse, ca urmare a turației ridicate la care lucrează ( $40\,000 \dots 100\,000 \text{ rot/min}$ ) și un randament ridicat în domeniul de utilizare.

Organele elementare ale suflantei sînt rotorul 1 cu palete și difuzorul 2 cu palete (fig. 22.2, a, b, c); se adaugă racordul 3 de intrare a aerului și

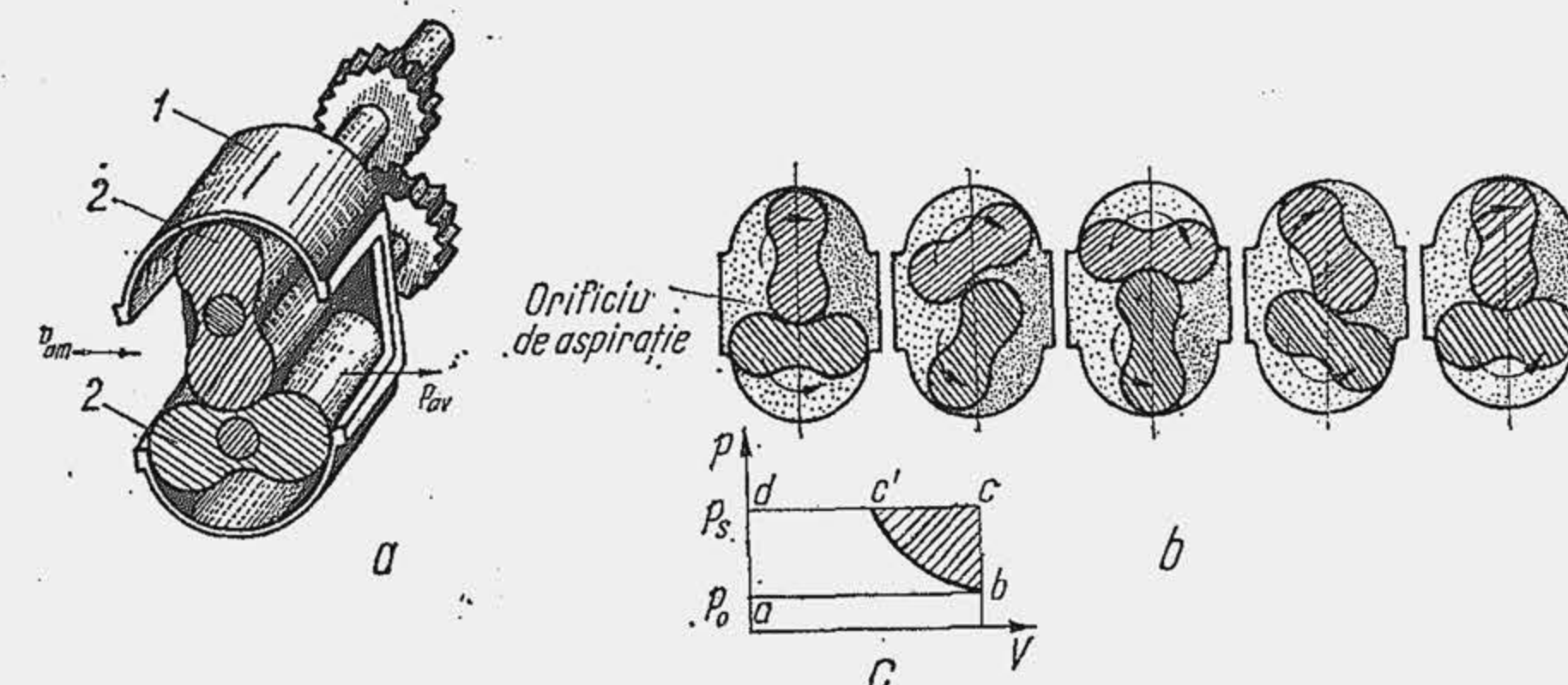


Fig. 22.1. Suflantă cu rotor profilat (Roots).

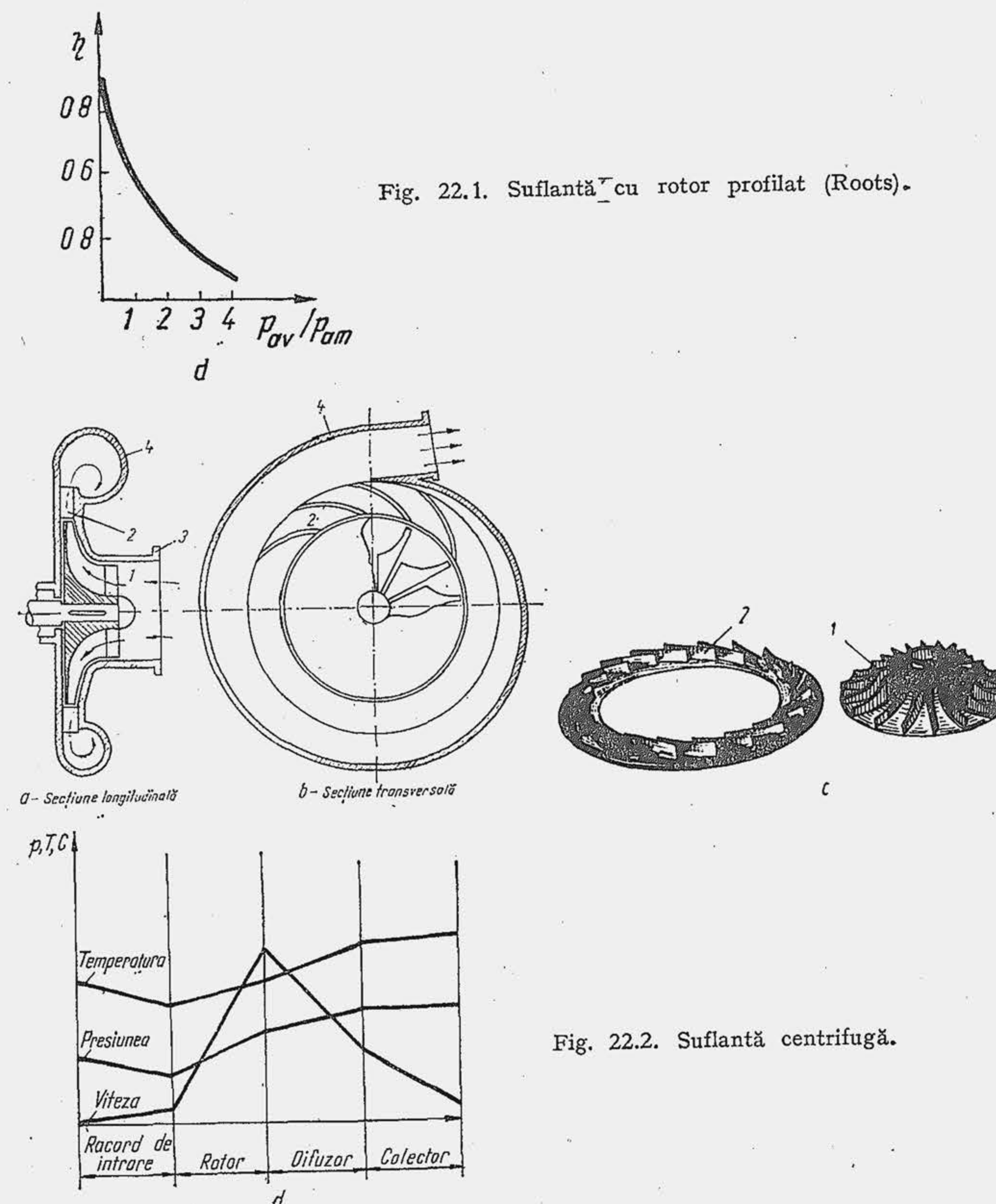


Fig. 22.2. Suflantă centrifugă.



colectorul sau melcul de ieșire 4. Într-o suflantă centrifugă comprimarea se produce în două etape: în rotor, sub acțiunea forțelor centrifuge și în difuzor, prin transformarea energiei cinetice a curentului în lucru mecanic de comprimare. Variația parametrilor de stare ai aerului (presiunea, temperatura, viteza) la trecerea prin suflantă ( $d$ ) arată că în racordul de intrare viteza aerului crește încet, iar presiunea se reduce ușor. Sub acțiunea palețelor aerul este antrenat în mișcarea de rotație, viteza crește sensibil și odată cu ea, presiunea și temperatura. La ieșirea din rotor, în difuzor, viteza se reduce considerabil iar presiunea și temperatura cresc, datorită comprimării. În colector, viteza aerului se reduce, iar temperatura crește prin transformarea energiei cinetice în energie internă. Presiunea aerului rămâne neschimbată sau crește ușor.

Lucrul mecanic necesar pentru comprimarea în suflantă a unui kilogram de aer  $l$ , rezultă din ecuația bilanțului energetic global al suflantei

$$l = u_s - u_0 + (c_s^2 - c_0^2)/2 + l_s - l_0 + Q_p, \quad [\text{daN} \cdot \text{m/kg}] \quad (22.1)$$

unde  $u_0$  și  $u_s$  reprezintă energia internă la intrarea, respectiv ieșirea din suflantă;  $c_0$  și  $c_s$  — vitezele de intrare și ieșire (v. fig. 22.2,  $d$ );  $l_0$  și  $l_s$  — lucrul mecanic de deplasare a aerului în difuzor (efectuat de mediul ambiant), respectiv de deplasare a aerului în colector (efectuat de rotor);  $Q_p$  — căldura cedată de aer pereților. Prin definiție:  $u_s - u_0 = c_p(T_s - T_0)$ ;  $l_s - l_0 = R(T_s - T_0)$ ; se admite  $c_s \simeq c_0$  și rezultă  $l = c_p(T_s - T_0) + Q_p = c_p(T_s - T_0)(1 + Q_p/c_p(T_s - T_0)) = c_p(T_s - T_0)\theta$ , unde  $\theta$  reprezintă un coeficient care ține seama de efectul pierderilor de căldură ( $\theta = 1,04 \dots 1,1$ ). Pentru aer se admite  $c_p = 0,24 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} = 1,0 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  astfel că

$$l = 100(T_s - T_0)\theta \quad [\text{daN} \cdot \text{m/kg}]. \quad (22.2)$$

Se numește grad de comprimare a aerului în suflantă și se notează cu  $\pi_s$  raportul

$$\pi_s = p_s/p_0, \quad (22.3)$$

iar relația (22.2) se transcrie în funcție de  $\pi_s$  astfel:  $l = 100T_0(T_s/T_0 - 1)\theta$ ; din ecuația adiabatei rezultă  $T_s/T_0 = (p_s/p_0)^{1/k} = \pi_s^{0,286}$  pentru  $k = 1,4$ ; se consideră  $\theta = 1$ , adică  $Q_p = 0$ . Rezultă lucrul mecanic de comprimare adiabată în suflantă

$$l_{as} = 100T_0(\pi_s^{0,286} - 1) \quad [\text{daN} \cdot \text{m/kg}]. \quad (22.4)$$

Lucrul mecanic  $l_{as}$  reprezintă lucrul mecanic minim de comprimare într-un proces teoretic fără pierderi și reprezintă o fracțiune  $\eta_{as}$  (randamentul adiabatic al suflantei) din lucrul mecanic  $l$ ,  $\eta_{as}l = l_{as}$ . Diferența  $l - l_{as} = l(1 - \eta_{as})$  reprezintă pierderile interne ale suflantei (pierderi prin pereți, pierderi prin frecare, pierderi prin șoc la intrarea aerului în rotor, pierderi prin umplerea neuniformă a canalelor, pierderi prin recircularea aerului — o fracțiune din aerul refulat de rotor se întoarce în amonte prin jocul dintre rotor și perete, deoarece presiunea în aval este mai mare decât presiunea din amonte). Randamentul adiabatic variază în limitele  $\eta_{as} = 0,55 \dots 0,65$ . Dacă se ține seama și de pierderile mecanice prin randamentul mecanic

al suflantei  $\eta_{ms}$  ( $\eta_{ms} = 0,94 \dots 0,97$ ), atunci lucrul efectiv al suflantei  $l_s$  este  $l_s = l/\eta_{ms} = l_{as}/\eta_{as} \cdot \eta_{ms}$ . Randamentul efectiv al suflantei este  $\eta_{es} = \eta_{as} \cdot \eta_{ms}$  și se obține în final

$$l_s = l_{as}/\eta_{es} \quad [\text{daN} \cdot \text{m/kg}] \quad (22.5)$$

unde  $\eta_{es} = 0,52 \dots 0,63$ .

Notînd cu  $\dot{m}_s$  debitul masic de aer refulat de suflantă, rezultă că puterea de antrenare a suflantei este

$$P_s = 10^{-2}\dot{m}_s l_s \quad [\text{kW}], \quad (22.6)$$

unde  $\dot{m}_s$  este în kg/s și  $l_s$  în daN · m/kg.

Deoarece comprimarea aerului în suflanta centrifugă este rezultatul acțiunii forțelor centrifuge este de așteptat ca presiunea aerului refulat să depindă de viteza periferică  $u$  a rotorului. În teoria compresoarelor centrifuge se demonstrează că un rotor poate transmite unui kg de aer un lucru mecanic maxim

$$l_{max} = 0,1u^2 \quad [\text{daN} \cdot \text{m/kg}], \quad (22.7)$$

unde  $u$  este în m/s. Raportul dintre  $l_{as}$  și  $l_{max}$  se numește coeficient de presiune  $\psi$ . La suflantele centrifuge  $\psi$  variază în limite restrînse,  $\psi = 0,55 \dots 0,65$ . Prin coeficientul de presiune se stabilește legătura între gradul de comprimare a aerului în suflantă și viteza periferică a rotorului

$$\psi = l_{as}/l_{max} = l_{as}/0,1u^2. \quad (22.8)$$

Dacă se notează cu  $d$  diametrul rotorului, atunci  $u = (d/2)\omega_s$  unde  $\omega_s$  este viteza unghiulară a suflantei (rotorului) adică  $\omega_s = \pi n_s/30$ ,  $n_s$  fiind turația suflantei. Rezultă atunci

$$u = \frac{\pi d n_s}{60} = \sqrt{\frac{l_{as}}{0,1\psi}}. \quad (22.9)$$

Diametrul  $d$  este o dimensiune fundamentală a suflantei, care definește dimensiunile de gabarit ale suflantei. În funcție de  $d$  se stabilește (fig. 22.3) diametrul butucului  $d_b$ , diametrul maxim al racordului de intrare  $d_i$ , diametrul interior al difuzorului  $d_{ia}$  și diametrul exterior al difuzorului  $d_{ea}$ . Viteza periferică a rotorului fiind limitată de forțele centrifuge ( $u = 450 \dots 500 \text{ m/s}$ ) rezultă că pentru a construi suflante compacte, cu dimensiuni mici de gabarit, trebuie mărită turația suflantei  $n_s$ . Supraalimentarea motoarelor de gabarit, trebuie mărită turația suflantei  $n_s$ . Supraalimentarea motoarelor de autovehicule a devenit interesantă și în măsura în care s-au realizat progrese în acest domeniu. În plus, pentru un diametru  $d$  mare, rotorul are o masă mare, iar în regim de accelerare, din cauza inerției, suflanta răspunde cu întârziere relativ mare la comandă. La motoarele diesel de autocamioane, în prezent turația suflantei este  $n_s = 60\,000 \dots 100\,000 \text{ rot/min}$ . În perspec-



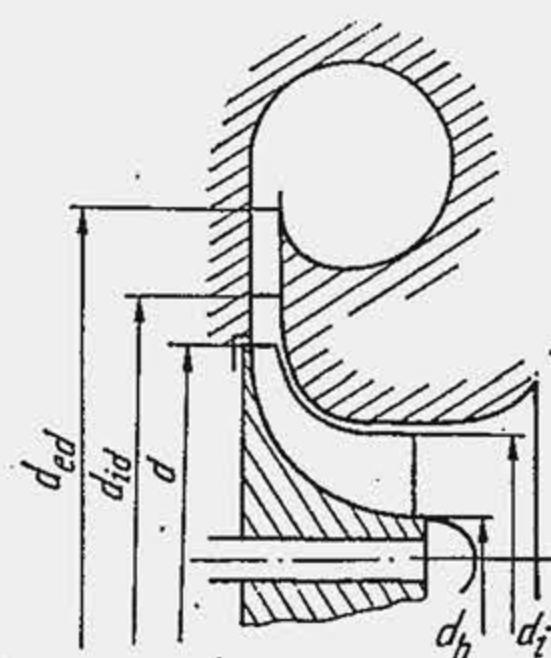


Fig. 22.3. Dimensiuni caracteristice ale suflantei centrifuge.

relație care arată că presiunea  $p_s$  scade repede la reducerea turației, dependență neavantajoasă pentru un motor de autovehicul care ar pretinde la turația de moment maxim o presiune  $p_s$  chiar mai mare decât în regim nominal. Relația (22.10) arată că pentru  $n = \text{ct}$ ,  $\pi_s$  nu depinde de debitul suflantei. În realitate, din cauza pierderilor interioare (la creșterea debitului se amplifică pierderile gazodinamice, fenomen analog cu cel din motoarele cu ardere internă),  $\pi_s$  scade cu debitul de aer. Caracteristica de debit a unei suflante reprezintă dependența lui  $\pi_s$  de debitul volumetric  $\dot{V}_s$  și turația  $n_s$  (fig. 22.4). Când debitul scade (la  $n_s = \text{ct}$ ),  $\pi_s$  crește pînă la o valoare maximă; la o reducere suplimentară a debitului, funcționarea devine instabilă, ceea ce se evidențiază prin mișcarea pulsatorie a aerului, vibrația carcasei etc. Locul geometric al punctelor, care limitează domeniul stabil de domeniul instabil de funcționare se numește *linie de pompaj* 1. Pe caracteristica suflantei se reprezintă și curbele de randament adiabatic, constant. Regimurile de funcționare se stabilesc de preferință pentru randamentul maxim.

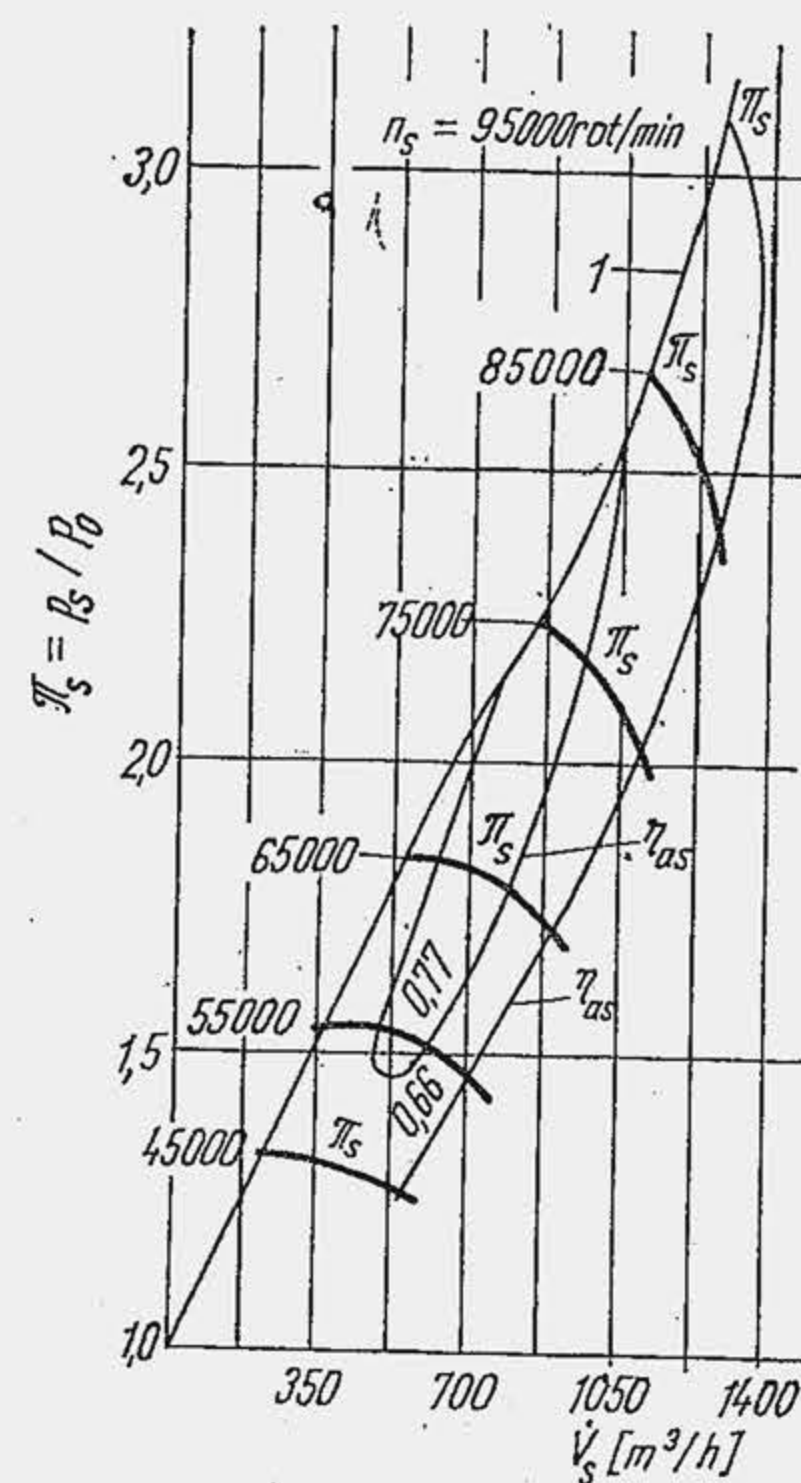


Fig. 22.4. Caracteristica suflantei centrifugale.

tivă se apreciază că supraalimentarea MAS-ului va deveni interesantă cînd se va atinge  $n_s = 160\,000$  rot/min la un rotor cu  $d = 40 \dots 50$  mm.

Relația (22.9) evidențiază comportarea suflantei la variația turației, ceea ce este esențial pentru motorul de autovehicul. Din relația (22.9) și (22.4) rezultă

$$\pi_s = \frac{p_s}{p_0} = \left[ 1 + 2,74 \cdot 10^{-6} \frac{\psi d^2 n_s^2}{T_0} \right]^{3,5}, \quad (22.10)$$

### 22.3. GRUPUL TURBOSUFLANTĂ

Sînt posibile trei procedee de antrenare a suflantei: 1) antrenarea mecanică de la arborele cotit (supraalimentarea mecanică); 2) antrenare prin turbină cu gaze (turbosupraalimentare); 3) antrenare mixtă. În primul caz suflanta se cuplează cu arborele cotit prin intermediul unui angrenaj cu roți dințate, cu un raport de multiplicare ridicat, 10...12.

La motoarele pentru autovehicule se folosește astăzi curent turbosupraalimentarea care se realizează cu un grup turbosufiantă, alcătuit din o suflantă centri-

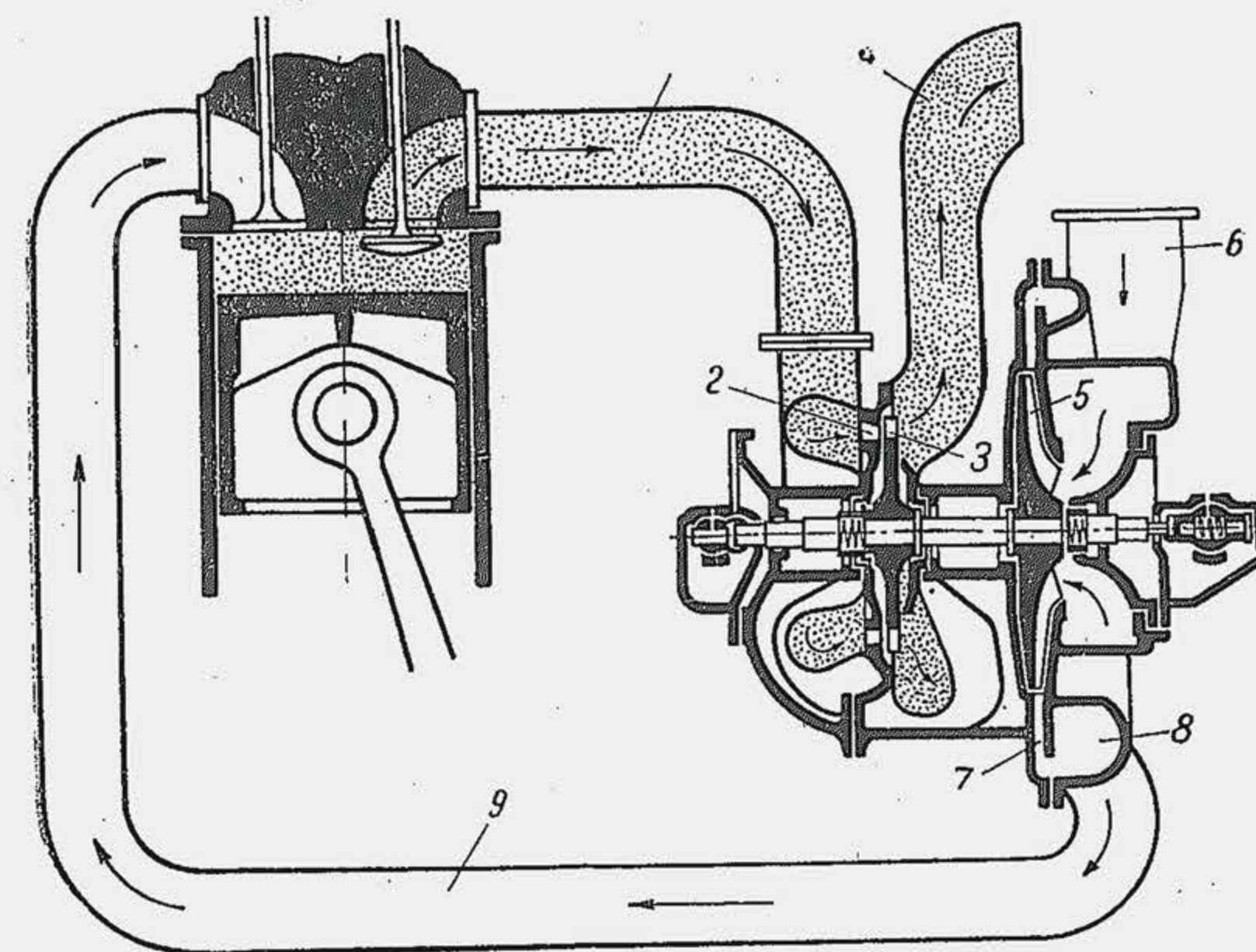


Fig. 22.5. Schema supraalimentării prin turbosufiantă; 1 — axul de rotație; 2 — ajutajele turbinei; 3 — rotorul turbinei; 4 — conductă de evacuare; 5 — rotorul suflantei; 6 — racord de admisiune; 7 — difuzor; 8 — melc de refulare; 9 — conductă de refulare.

fugă și o turbină care prelucrează o parte din energia gazelor de evacuare. Schema de principiu al procedurii se arată în figura 22.5, a. Suflanta și turbina se fixează pe un ax comun (b). Între turbosufiantă și motor nu există legătură mecanică; agregatul fiind autoreglabil. La variația turației și sarcinii motorului se modifică debitul și temperatura gazelor de ardere, deci regimul de funcționare a turbosufiantei.

Turbinele pentru motoarele supraalimentate de autovehicule sînt de două feluri: axiale și radiale. În ambele cazuri au o singură treaptă de destindere. La turbina axială (fig. 22.6, a), curentul de gaze se deplasează prin rotor, paralel cu axa de rotație; la turbina radială (b) se



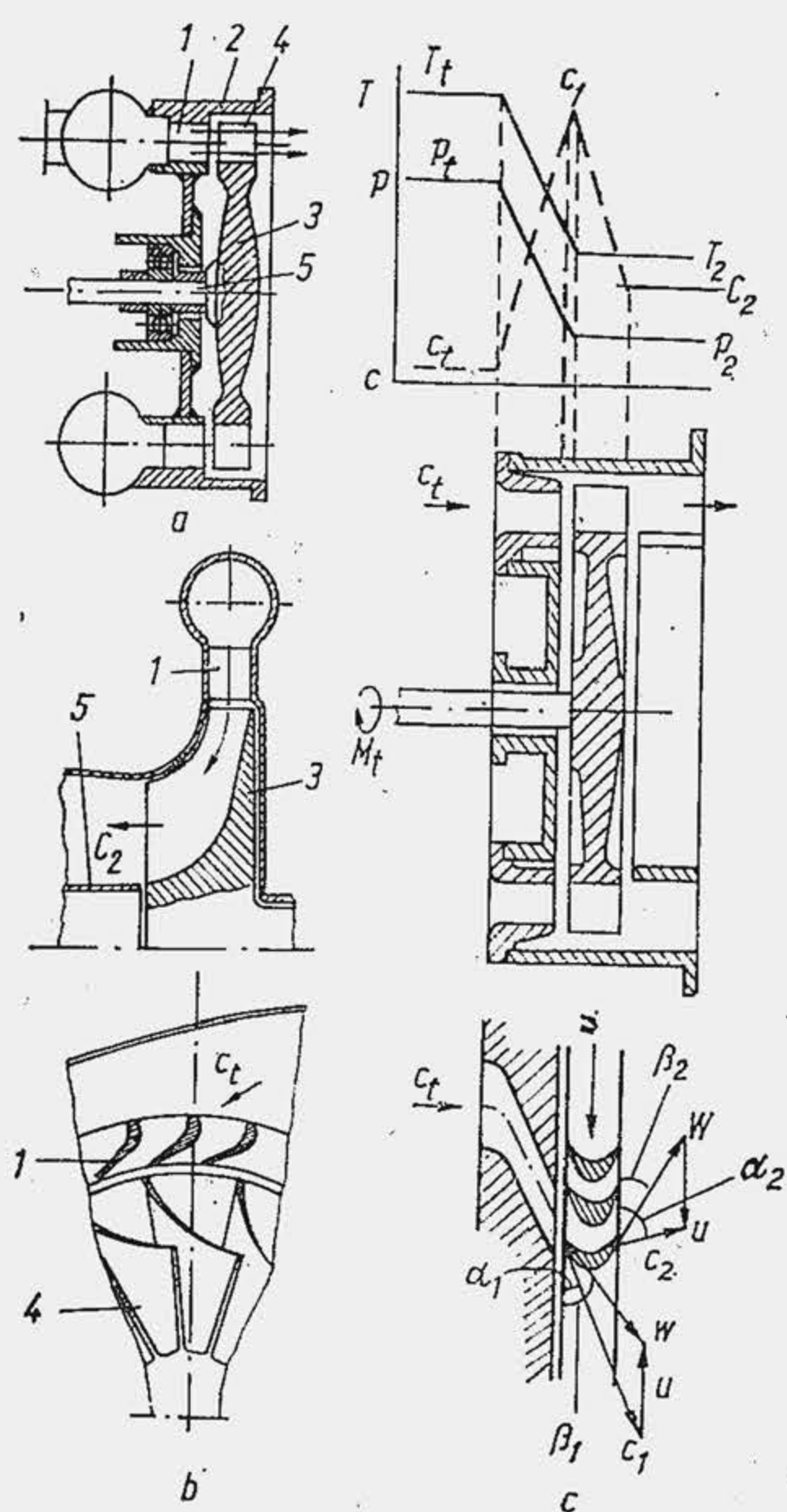


Fig. 22.6. Turbina de gaze.

dintre palete rezultă viteza de ieșire  $c_2 = \bar{W} + \bar{u}$  și unghiul de ieșire al paletei  $\beta_2$ . Pentru a reduce la minimum pierderile la ieșirea gazelor dintre palete, unghiul  $\alpha_2$  al vitezei  $c_2$  cu planul rotorului trebuie să fie egal cu  $90^\circ$  sau cât mai aproape de această valoare. Rezultă că lucrul mecanic în turbină este rezultatul a două transformări elementare: 1) destinderea gazelor în difuzor, unde energia internă se transformă în energie cinetică; 2) variația vitezei între palete unde energia cinetică se transformă în lucru mecanic.

Lucrul mecanic adiabatic al turbinei pentru 1 kg de gaze se determină din bilanțul energetic al curentului de gaze, care se exprimă ca bilanțul energetic al suflantei. Se obține

$$l_{at} = c_{pg}(T_t - T_2). \quad (22.11)$$

Dacă se dă în factor comun temperatura inițială, la intrarea în turbină,  $l_{at} = c_{pg}T_t(1 - T_2/T_t)$ ; dacă se aplică legea adiabatei,  $T_t/T_2 = (p_t/p_2)^{(k-1)/k} = \pi_t^{(k-1)/k}$ , unde  $\pi_t$  este raportul de destindere a gazelor în turbină  $\pi_t = p_t/p_2$ ; dacă se introduce randamentul intern al turbinei  $\eta_t$  ( $\eta_t = 0,62 \dots 0,70$ ) rezultă lucrul mecanic al arborelui turbinei  $l_t = \eta_t l_{at}$  sau

$$l_t = 100\eta_t c_{pg} T_t (1 - 1/\pi_t^{(k-1)/k}) \text{ [daN} \cdot \text{m/kg]}, \quad (22.12)$$

deplasează radial centripet (turbina radială se aseamănă cu un compresor centrifug cu mișcarea gazului în sens invers). Turbina are următoarele organe elementare: aparatul director 1 format din mai multe ajutaje așezate concentric în carcasa 2; rotorul 3 cu paletele 4, fixat pe axul sau arborele 5. Principiul de funcționare (c) se realizează astfel: gazele intră în aparatul director cu mărimile de stare  $p_t$ ,  $T_t$ ,  $c_t$  și se destinde în ajutaj pînă la presiunea  $p_1$ , temperatura  $T_1$  și ca urmare se accelerează pînă la viteza  $c_1$ . Gazele trec apoi între paletele turbinei care se rotesc cu viteza periferică  $u$ , împreună cu rotorul; între paletele turbinei presiunea  $p$  și temperatura  $T$  rămân invariabile (turbina activă) sau continuă să se micșoreze (turbina reactivă). Gazele ies din paletele turbinei cu viteze absolută  $c_2$ . Între paletele turbinei gazele se deplasează cu viteza relativă  $W$  și viteza de transport  $u$ . Dacă turbina este de tipul activ și nu există frecare viteza  $W$  este invariabilă în modul, dar variază ca direcție, ceea ce produce forța centrifugă care acționează asupra paletei în sensul de rotație. Forța centrifugă produce momentul care acționează arborele turbinei. Viteza  $W$  se determină din triunghiul vitezelor. La intrare, dacă se consideră paleta fixă se obține  $\bar{W} = \bar{c}_1 - \bar{u}$ . Din triunghiul vitezelor rezultă unghiul  $\beta_1$  față de planul rotorului. Profilul de atac al paletei trebuie să respecte unghiul  $\beta_1$  pentru a preveni pierderile de șoc. Din triunghiul vitezelor la ieșirea gazelor

unde  $c_{pg}$  este în kJ/kg K. Căldura specifică  $c_{pg}$  este funcție de temperatură și compoziția gazelor de evacuare, compoziție care rezultă din calculul de ardere. Ea se calculează pentru temperatura medie  $\bar{T}_t = (T_t + T_2)/2$ . Exponentul adiabatic se determină cu relația 7.3 sau 7.3\* pentru  $\bar{T}_t$  și  $\lambda$ . Puterea dezvoltată de turbină va fi

$$P_t = 10^{-2} \dot{m}_t l_t \text{ [kW]}, \quad (22.13)$$

unde  $\dot{m}_t$  este debitul masic în kg/s,  $l_t$  în daN · m/kg ( $P_t$  și  $l_t$  nu includ randamentul mecanic, acesta fiind introdus în parametrii compresorului).

Autoreglarea grupului turbosuflantă se face pe baza condițiilor de egalitate a puterilor și turațiilor suflantei și turbinei

$$P_s = P_t; n_s = n_t. \quad (22.14)$$

Din prima condiție rezultă

$$\dot{m}_s \cdot l_s = \dot{m}_t \cdot l_t, \quad (22.15)$$

care dă  $l_s = l_t$  cînd debitele de fluid sînt egale. În acest caz, deoarece  $T_t \gg T_0$ , rezultă că gradul de destindere a gazelor în turbină este cu mult mai mic decît gradul de comprimare al aerului în suflantă. Uneori  $\dot{m}_s \neq \dot{m}_t$ , cel puțin din condiția de acordare a caracteristicii grupului turbosuflantă la caracteristica motorului. Debitul de aer refulat de suflantă trebuie să fie egal cu consumul de aer al motorului. Totuși, din considerente majore debitul  $\dot{m}_s$  se ia mai mare, în raportul  $c_b$  (v. pag. 916). Ținînd seama de relațiile (2.3) și de (1.31) rezultă

$$\dot{m}_s = 0,278 \cdot 10^{-6} \cdot c_b \cdot \lambda L_{min} c_e P_e \text{ [kg/s]}, \quad (22.16)$$

unde  $c_e$  este în g/kWh,  $P_e$  în kW iar  $c_b$  — coeficientul de baleiaj, majorează consumul de aer al motorului,  $c_b = 1,1 \dots 1,3$ .

Dacă se dorește un grad ridicat de supraalimentare, crește lucrul mecanic  $l_s$ , ceea ce se poate realiza dacă  $l_t$  crește în mod corespunzător (rel. 22.15). Cum  $l_t$  depinde de  $\pi_t$  și  $T_t$ , rezultă două posibilități: se mărește căderea de presiune în turbină, adică presiunea  $p_t$  în amonte la turbinei, ceea ce se obține dacă supapa de evacuare se deschide mai devreme pe ciclu (gazele se destind mai puțin în cilindru); se mărește temperatura  $T_t$ , folosind, de exemplu, un coeficient

de dozaj mai mic. În acest caz intervine o condiție restrictivă severă impusă de natura materialului de paletă. În prezent se admite  $T_t = 780 \dots 850$  K iar în cazuri speciale chiar 973 K (700°C). Cînd  $T_t$  depășește limita admisibilă, gazele de evacuare se diluează cu aer proaspăt, ceea ce explică în parte coeficientul de baleiaj  $c_b$ .

După modul de rezemare a arborelui, grupul turbosuflantă este de patru feluri (fig. 22.7). În primul caz (a) arborele este rezemat la extremități; soluția este avantajoasă deoarece permite montarea simplă și vizitarea lagărelor, protejarea lor

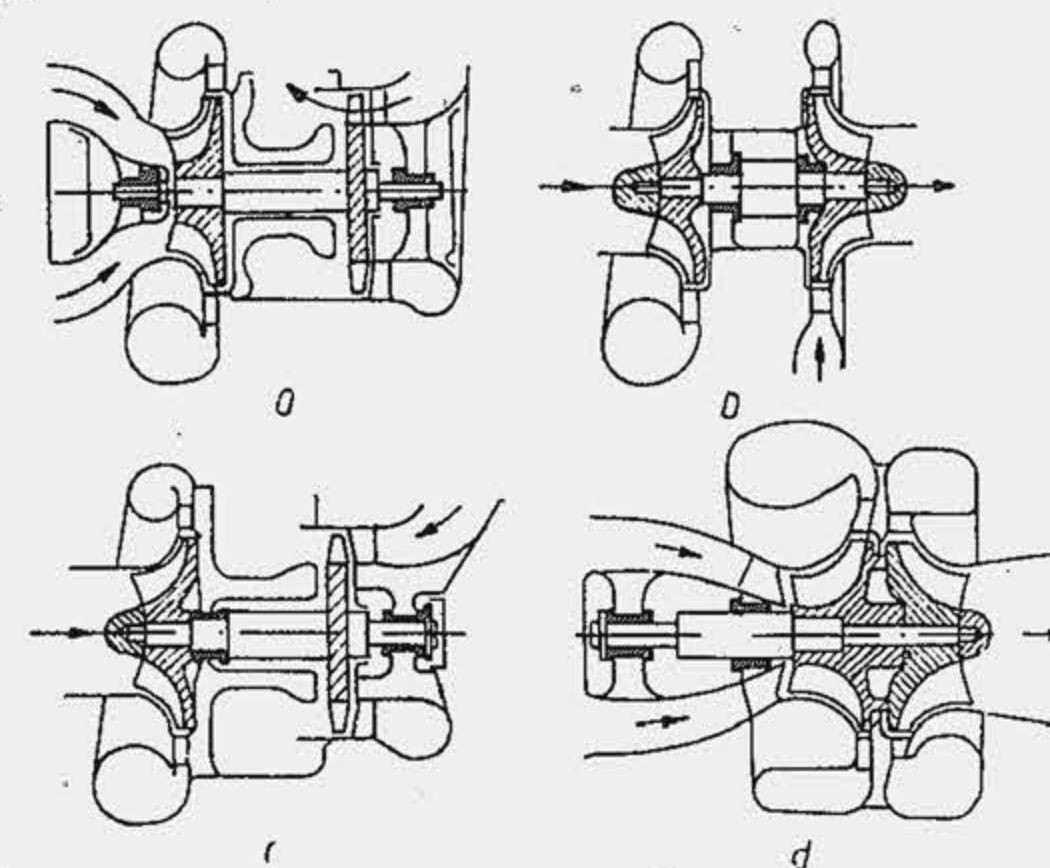


Fig. 22.7. Procedee de rezemare a axului turbosuflantei.



de temperatura ridicată a gazelor de evacuare, simplificarea sistemului de etanșare la capătul rotorilor. Soluția mărește în schimb lungimea grupului. În al doilea caz (b) arborele este cu rotorii în consolă la extremități; soluția are ca avantaj esențial reducerea lungimii, de aceea este mai frecventă la motoarele pentru autovehicule, dar are dezavantajul că lagărele nu pot fi vizitate și trebuie protejate contra încălzirii. Cazul al treilea (c) reprezintă o soluție de compromis, care protejează lagărul turbinei contra încălzirii și asigură pierderi minime la intrarea aerului în compresor. Ultima soluție (d), cu rotorii în consolă la o singură extremitate, asigură compactitate, rigiditate arborelui, dar conduce la încălzirea aerului în suflantă. Ca lagăre de reazem se folosesc atât lagărele de alunecare cât și lagărele de rostogolire. În figura (22.8) se arată secțiunile transversale prin două suflante, una axială și alta radială.

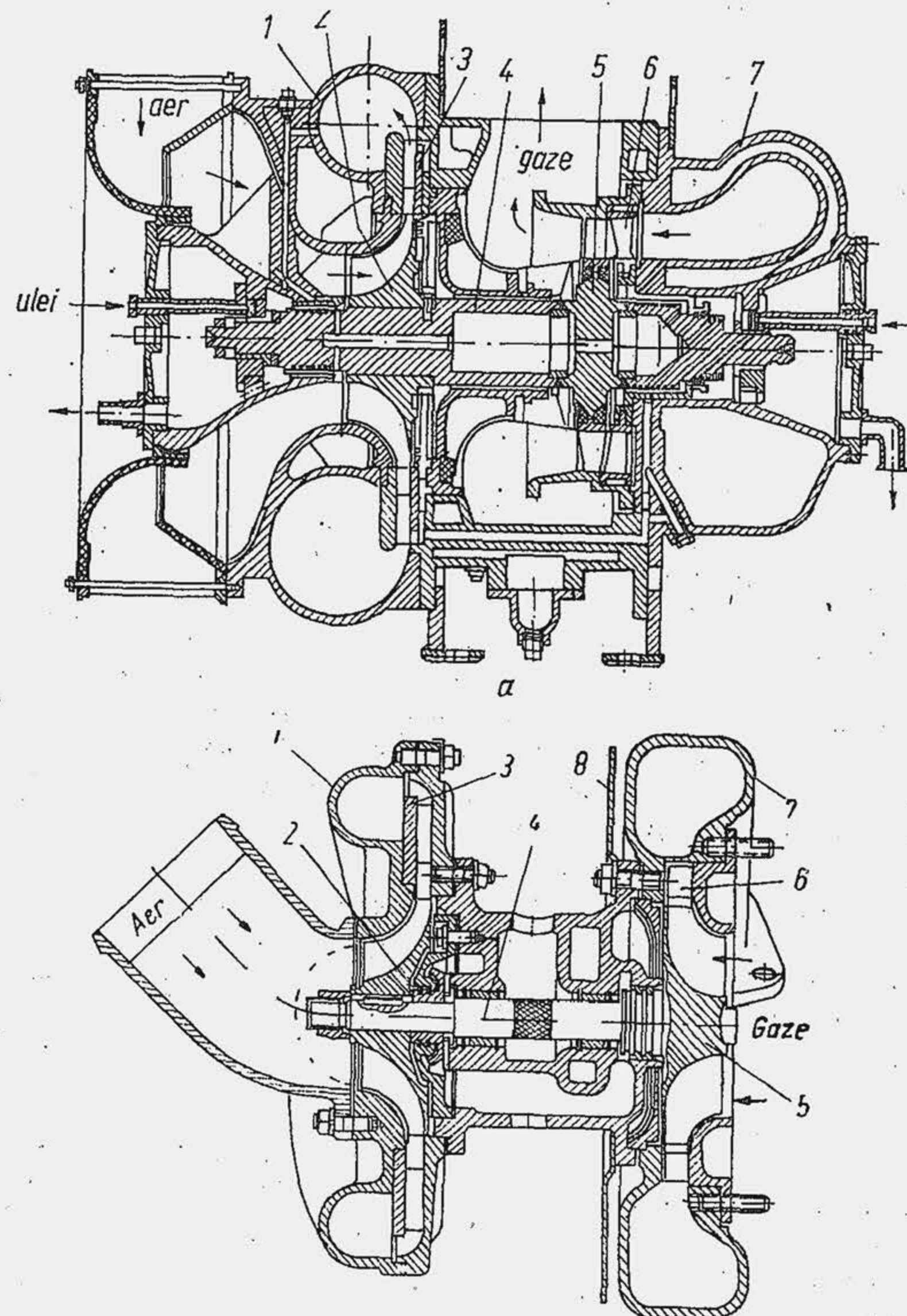


Fig. 22.8. Turbosuflanta TK 30 cu turbină axială (a); turbosuflanta TKR-13 cu turbină radial-axială (b);

1 - corpul compresorului; 2 - rotorul compresorului; 3 - difuzorul; 4 - axul turbosuflantei; 5 - rotorul turbinei; 6 - aparatul director; 7 - corpul turbinei; 8 - ecran exterior.

## 22.4. MONTAREA SUFLANTELOR

La stabilirea poziției suflantei se ține seama de considerente de gabarit. De pildă, la motoarele pentru autovehicule, pentru a nu reduce vizibilitatea conducătorului prin mărirea înălțimii motorului, suflanta se montează lateral. Diferite soluții de montare a suflantei pentru MAC se arată în figura (22.9, a, b și c).

La MAS, utilizarea suflantei ridică probleme speciale în ceea ce privește asamblarea ei cu carburatorul deoarece suflanta poate fi așezată în avalul carburatorului (d) sau în amonte lui (e). Așezarea suflantei în amonte prezintă mai multe avantaje (aerul comprimat de suflantă are o temperatură mai ridicată, ceea ce ușurează vaporizarea combustibilului în carburator), dar soluția nu este răspândită deoarece carburatorul se află sub presiune, ceea ce impune etanșarea perfectă a acestuia pentru a preveni scăparea amestecului în exterior, schimbarea necontrolată a compoziției amestecului și pericolul de incendiu. Așezarea suflantei în aval asigură o omogenizare mai mare a amestecului, datorită efectului de turbulență creat de rotor și o temperatură mai redusă a paletelor rotorului, datorită vaporizării combustibilului. Carburatorul nu lucrează sub presiune, ceea ce constituie principalul avantaj; în acest fel este mai simplu și mai accesibil pentru întreținere. Totuși, la sarcini mici, din cauza obturării parțiale a admisiunii, pulverizarea devine nesatisfăcătoare, vaporizarea combustibilului este frînată, iar fracțiunile grele se depun pe paletele suflantei și le atacă corosiv. Din cauza rateurilor din colectorul de admisiune există pericolul avarierii suflantei (presiunea în avalul ei crește puternic); de aceea se impune utilizarea unei supape de siguranță, în derivație cu ea. Supraalimentarea MAS-ului prezintă un avantaj în plus: permite renunțarea la echiparea motorului cu mai multe carburatoare. Numai la motoarele de mare litraj, la care diametrul minim al difuzorului depășește 50 mm, devine necesară soluția cu două carburatoare.

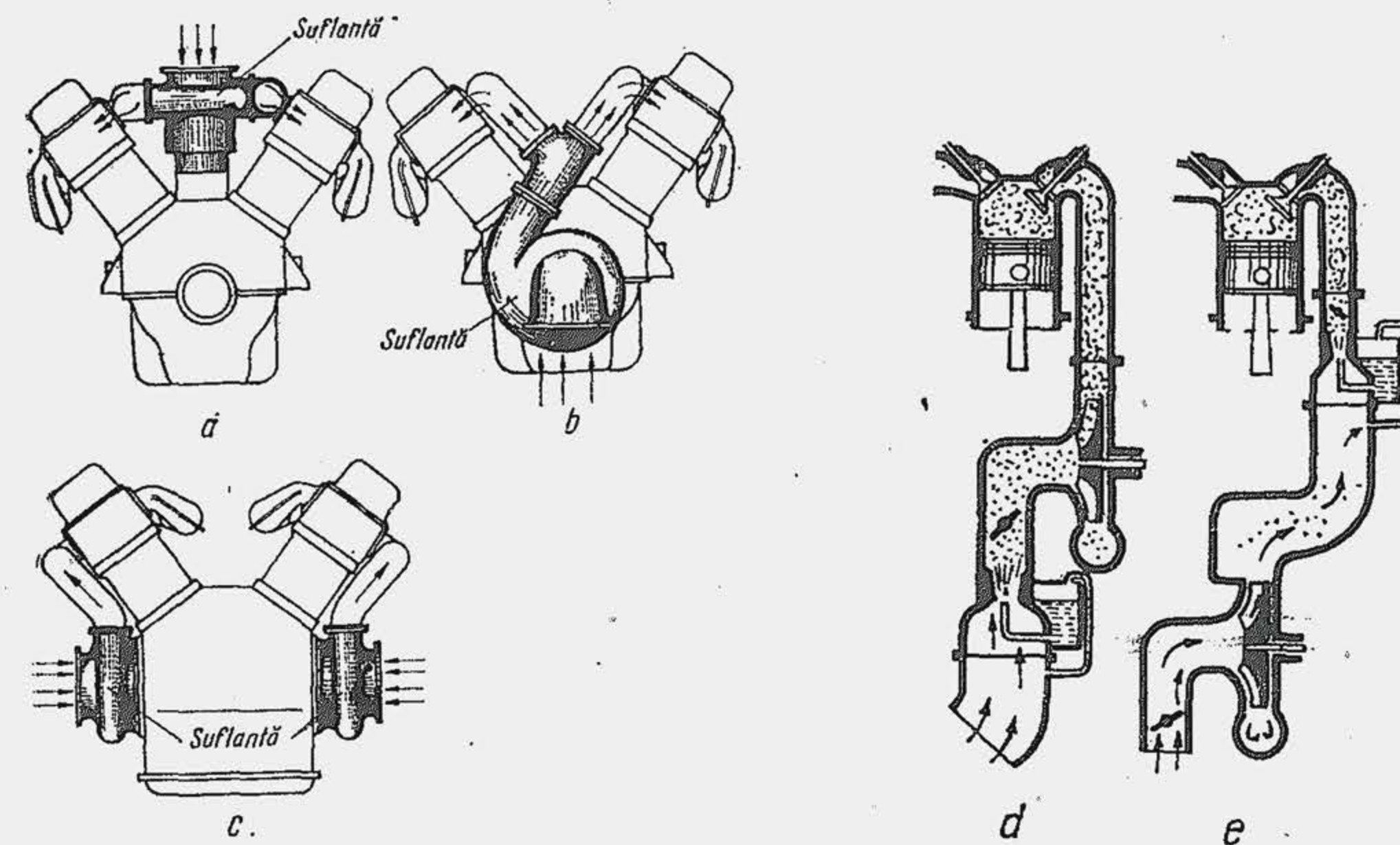


Fig. 22.9. Procedee de amplasare a suflantei.



## BIBLIOGRAFIE

1. Aramă, C. și Grünwald, B. *Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici*. București, Edit. tehnică, 1966.
2. Brun, R. *Science et technique du moteur diesel industriel et de transport*, Tome I, Paris, Technip, 1969.
3. Bussien, *Automobiltechnisches Handbuch*, Berlin, Technischer Verlag, Herbert, Cram, 1965.
4. Cosoroabă, V. *Compresoare*. București, Edit. tehnică, 1974.
5. Hoffmann, V. ș. a. Cercetări privind supraalimentarea acustică a motoarelor cu piston. Buletinul I.P. Brașov, 8, 1966.
6. Müller, R. *La suralimentation des gros moteurs*. Ing. de l'Automob. 10, 1974.
7. Nuell Werner, T. *Von der Zunehmende Einführung des Abgasturboladers auch für Ottomotoren, insbesondere für Faht — und Flugzeuge*. În: MTZ 1963, 24/9.
8. Orlin, A. S. ș. a. *Dvigateli vnutrennego sgorania*. Moskva, Mašinostroenie, 1970.
9. Ris, V. F. *Compresoare centrifuge*. București, Edit. tehnică, 1958.
10. Vasilescu, C. A. și Pimsner, V. *Supraalimentarea motoarelor Diesel*. București, Edit. tehnică, 1965.

23.

## PORNIREA MOTOARELOR

### 23.1. TURAȚIA DE PORNIRE

Operația prin care un motor este pus în funcțiune se numește *pornire*. Pentru pornirea unui motor este necesar să se rotească inițial arborele cotit, ceea ce este posibil numai dacă se dispune de o sursă exterioară de energie. Turația minimă necesară pentru producerea primelor aprinderi ale amestecului se numește *turație de pornire*.

Turația de pornire diferă de la MAS la MAC. La MAS pornirea este ușurată datorită volatilității ridicate a benzinei, îmbogățirii amestecului cu dispozitivele de pornire ale carburatorului și declanșării scînteii. Ca urmare, la 0°C turația de pornire ajunge la 35...40 rot/min. La MAC, turația de pornire este mai ridicată deoarece gradul de comprimare a aerului scade sensibil la turații joase (fig. 23.1, a) întrucît cresc pierderile de căldură (contact mai îndelungat

între fluidul proaspăt și pereții reci) și de substanță (b) (scade eficiența etanșării segmentilor din cauza jocurilor mult sporite, la temperatura redusă de pornire). Ca urmare, la sfîrșitul comprimării nu se atinge temperatura de autoaprindere. În plus, la pornire, pulverizarea combustibilului este compromisă din cauza vitezei reduse a pistonului pompei de injecție și a viscozității ridicate a combustibilului (c). Astfel, la MAC, turația de pornire la 0°C este cuprinsă între 100...250 rot/min.

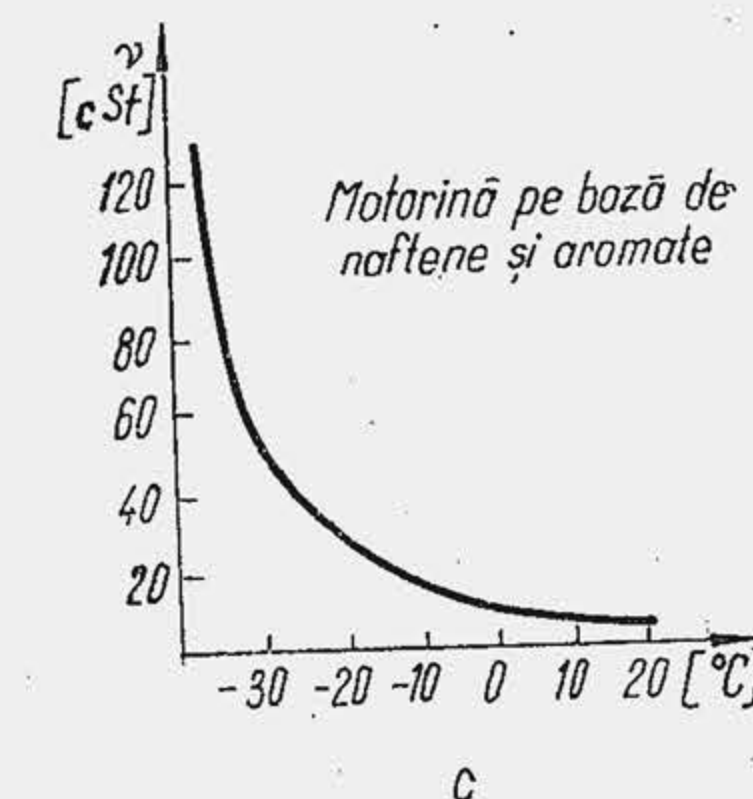
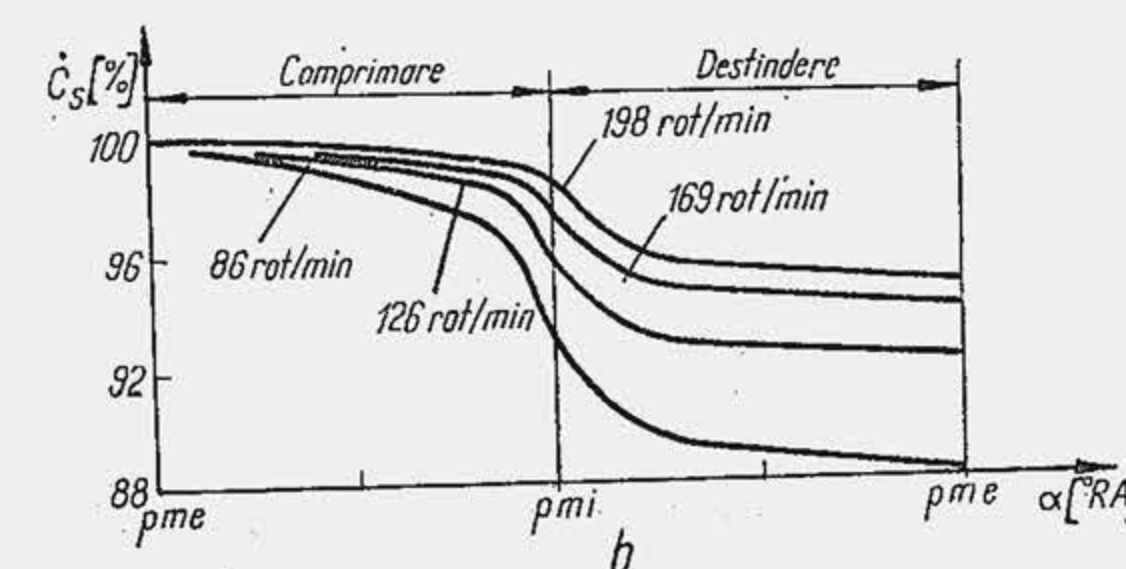
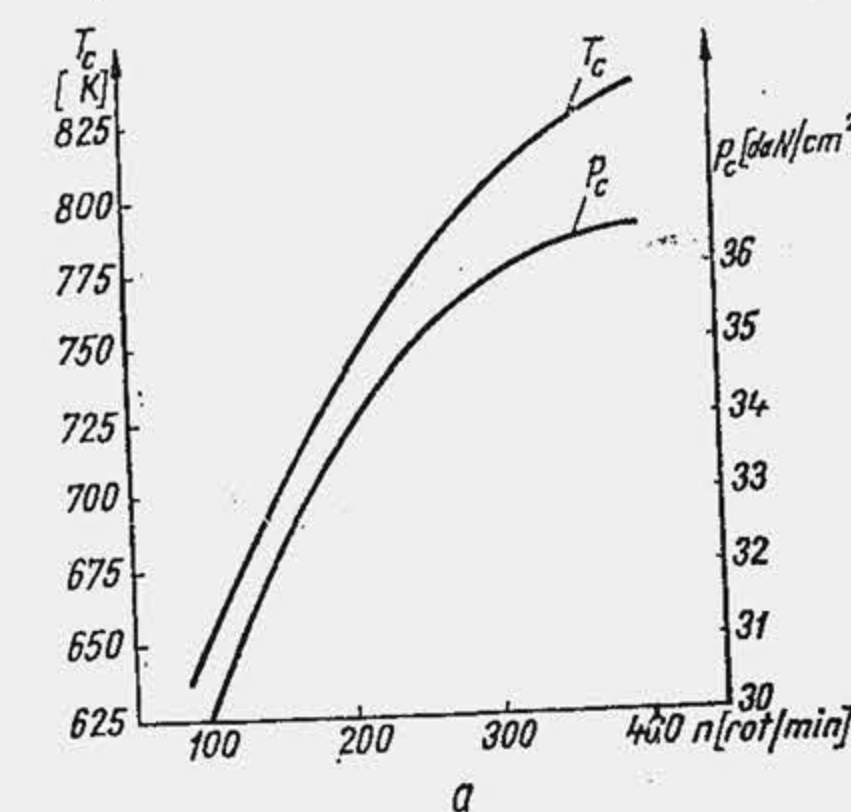


Fig. 23.1. Variația unor mărimi caracteristice la pornirea motorului rece.



## 23.2. LUCRUL MECANIC DE PORNIRE

Pentru rotirea inițială a arborelui cotit se consumă un lucru mecanic de pornire  $L_{por}$  egal cu suma dintre lucrul mecanic al rezistențelor proprii  $L_{rp}$ , lucrul mecanic al evoluției de comprimare  $L_e$  și lucrul mecanic cheltuit pentru mărirea energiei cinetice a pieselor în mișcare  $L_\omega$ , relația (1) din tabela 23.1. Raportînd lucrul mecanic la unitatea de cilindree, se introduc mărimile corespunzătoare ale presiunilor medii, relația (2), astfel încît puterea necesară pentru pornirea motorului este dată de relația (3) iar momentul motor de pornire, de relația (4). Presiunea medie a rezistențelor proprii  $p_{rp}$  poate fi exprimată la rîndul ei ca o sumă:  $p_{rp} = p_f + p_p + p_{ant} + p_{sc}$ .

La pornire, vîscozitatea uleiului aflat între suprafețele în frecare este mult sporită din cauza temperaturii reduse (v. fig. 19.2) astfel încît presiunea medie de frecare  $p_f$  este mult mai mare. La turațiile mici de pornire, presiunea medie de pompaj  $p_p$  este mult mai mică decît cea din regim nomi-

Tabela 23.1

Relații pentru calculul puterii motorului de pornire

Mărimea caracteristică	Relația de calcul
Lucrul mecanic la pornire	$L_{por} = L_{rp} + L_e + L_\omega$ (1)
Lucrul mecanic specific (presiunea medie) de pornire	$p_{por} = p_{rp} + p_e + p_\omega$ [daN/cm <sup>2</sup> ] (2)
Puterea și momentul de pornire	$P_{por} = \frac{p_{por} \cdot V_s \cdot i \cdot n}{300v}$ [kW] (3)
	$M_{por} = 955 P_{por}/n$ [daN·m] (4)
Presiunea medie $p_{rp}$	$p_{rp} = 0,9\sqrt[4]{E} = 1,7\sqrt[4]{v}$ [daN/cm <sup>2</sup> ] (5)
	$p_{rp} = \sqrt[4]{E} = 1,9\sqrt[4]{v}$ [daN/cm <sup>2</sup> ] (6)
	$p_{rp} = 0,2 + 1,31 \left( \frac{n_p}{100} \right)^{1/4} \cdot \eta^{1/3}$ [daN/cm <sup>2</sup> ] (7)
Presiunea medie $p_e$	$p_e = a V_t^2$ [daN/cm <sup>2</sup> ] (8)
Presiunea medie $p_\omega$	$p_\omega = \frac{L_\omega}{V_t} = \frac{1}{V_t} \cdot \frac{J \cdot \omega_p^2}{2}$ [daN/cm <sup>2</sup> ] (9)
	$J = (1,2 \dots 1,4) m D^2/4$ [kgm <sup>2</sup> ] (10)
	$p_\omega = (32 \dots 40) \cdot 10^{-6} m D^2 n_p^2 / V_t$ [daN/cm <sup>2</sup> ] (11)
Puterea motorului de antrenare a motorului termic, la turația de pornire (puterea starterului)	$P_{st} = (0,18 \dots 0,22) V_t$ [kW] (12)
	$P_{st} = (0,736 \dots 1,25) V_t$ [kW] (12')
Momentul starterului	$M_{st} = (3,5 \dots 4,0) V_t$ [daN·m] (13)
	$M_{st} = (7,0 \dots 8,0) V_t$ [daN·m] (13')

nal; în același sens se modifică și presiunea medie de antrenare  $p_{ant}$ , în schimb, presiunea medie corespunzătoare scăpărilor  $p_{sc}$  crește sensibil. În ansamblu, la pornirea motorului la 0°C,  $p_{rp}$  este mult mai mare decît în regim nominal. Se observă, de asemenea, că  $p_{rp}$  este mult mai mare la MAC decît la MAS, deoarece la MAC suprafețele de frecare (mai ales pistoanele și lagărele arborelui cotit) cît și forțele normale pe cilindru și pe cuzineți sînt mai mari.

Presiunea medie  $p_{rp}$  se determină în funcție de vîscozitatea uleiului, relațiile (5), (6) și (7), în care  $E$  este vîscozitatea uleiului în grade Engler;  $v$  — vîscozitatea cinematică a uleiului, în Stokes iar  $\eta$  — vîscozitatea dinamică a uleiului, în Poise (v. pag. 728). Relația (5) este pentru MAS, relația (6) pentru MAC. Formula pentru MAC are dezavantajul că nu ia în seamă turația de pornire, care la MAC variază în limite relativ largi. De aceea s-a propus pentru MAC și relația (7).

Presiunea medie a evoluției de comprimare  $p_e$  depinde de poziția inițială a pistonului în cilindru și de numărul de cilindri. La motoarele policilindrice, în timp ce unul (unele) dintre pistoane se deplasează în cursa de comprimare, altele se deplasează în cursele de destindere și de aceea  $p_e$  scade sensibil cu numărul de cilindri. Se observă că  $p_e$  este mult mai mare la MAC decît la MAS, deoarece  $\epsilon$  este mai ridicat și  $n_p$  are valori mai mari. Pentru MAC,  $p_e$  se exprimă în funcție de litraj  $V_t$  [1] prin relația (8) unde  $a = 6,7$  pentru motoarele cu 6 cilindri și  $a = 10$  pentru motoarele cu 4 cilindri.

Presiunea medie pentru antrenarea pieselor în mișcare  $p_\omega$  se calculează cu relația (9), unde  $J$  este momentul de inerție mecanic al tuturor maselor în mișcare, redus la axa arborelui cotit, iar  $\omega_p$  — viteza unghiulară de pornire.  $J$  se poate determina ca o fracțiune din momentul de inerție mecanic al volantului, relația (10), unde  $m$  este masa volantului, în kg și  $D$  — diametrul lui exterior, în m. Dacă se exprimă  $V_t$  în l și  $n_p$  în rot/min, rezultă relația (11). Experiența arată că presiunea medie  $p_{rp}$  reprezintă factorul cu ponderea cea mai mare în bilanțul presiunilor medii și anume este cuprins între 60 și 90% din  $p_{por}$ .

Pentru dimensionarea agregatului de pornire sau starterului se pot folosi relațiile (12) și (13), care includ și randamentul transmisiei. Relațiile (12) și (13) se aplică la MAS pentru  $n = 50$  rot/min; relațiile (12') și (13') se aplică la MAC-ul cu 4...6 cilindri, pentru  $n_p = 100 \dots 150$  rot/min;  $V_t$  în l.

## 23.3. PORNIREA MOTOARELOR LA TEMPERATURI JOASE

La temperaturi joase, în anotimpurile reci, pornirea motorului întîmpină dificultăți mari. În primul rînd reducerea vîscozității uleiului cu temperatura conduce la o creștere substanțială a presiunii medii de frecare, ceea ce ilustrează relațiile (5)...(7); la un MAC, la pornire  $p_f$  este de 4 ori mai mare la 0°C decît la +50°C. De aici rezultă necesitatea supradimensionării agregatului de pornire. În al doilea rînd, scăderea substanțială a temperaturii fluidului proaspăt, pierderile intense de căldură, scăpările sensibile de substanță, precum și vaporizarea și pulverizarea nesatisfăcătoare a combustibilului împiedică aprinderea amestecului. În al treilea rînd, la temperaturi



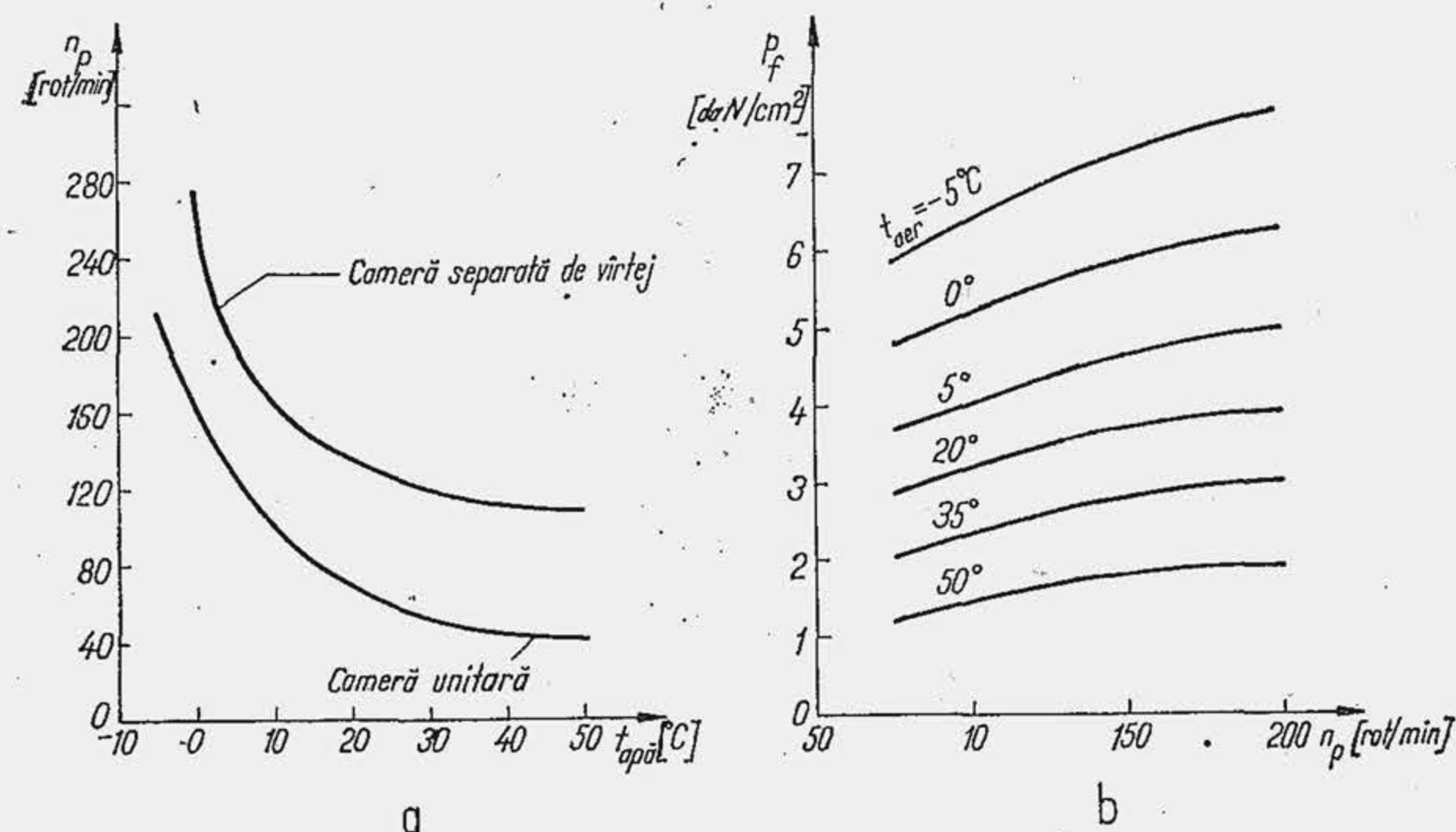


Fig. 23.2. Influența unor factori asupra turației de pornire și presiunii medii de frecare.

joase se intensifică uzarea motorului fie din cauza frecării uscate, uleiul prea vâscos neajungînd la suprafețele în mișcare, fie din cauza acțiunii agresive a combustibilului nevaporizat.

Dificultățile menționate pot fi depășite în parte prin mărirea turației de pornire (fig. 23, 2, a); soluția antrenează însă o sporire suplimentară a lucrului mecanic specific de frecare (b) și a lucrurilor mecanice  $L_e$  și  $L_\omega$ , ceea ce implică o nouă sporire a puterii starterului de pornire. De aceea, dacă motorul funcționează în condiții de temperatură foarte joasă a mediului ambiant, instalația de pornire se complică.

#### 23.4. INFLUENȚA UNOR FACTORI ASUPRA PORNIRII

**Tipul camerei de ardere.** La MAC acele camere de ardere care au suprafețe mai mari de răcire împiedică pornirea ușoară. De exemplu, motoarele prevăzute cu camere unitare pornesc la 125 rot/min, cele cu camere separate de vîrtej la 150 rot/min, iar cele cu camere separate de preardere la 200 rot/min.

**Sistemul de răcire.** Motoarele răcite cu aer pornesc mai ușor, deoarece în cursa de comprimare pierderile de căldură scad din intensitate și se atinge mai repede temperatura de regim. Experiența arată că la motoarele răcite cu aer, timpul de pornire este de trei ori mai mic decât la motoarele răcite cu apă.

**Natura combustibilului.** Pornirea motorului, mai ales iarna, depinde de prezența fracțiunilor ușoare din combustibil. La MAS, temperatura mediului ambiant  $t_0$ , la care pornește motorul depinde direct de temperatura de distilare  $t_{10\%}$  (v. fig. 4.32, a). Experiența arată însă că MAS-urile pot fi pornite chiar la temperaturi mai joase, deoarece trebuie luate în seamă fracțiunile inițiale pînă la 30...40%; după unii autori durata de pornire  $\tau_{por}$  variază direct proporțional cu temperatura la care distilează 50% din ben-

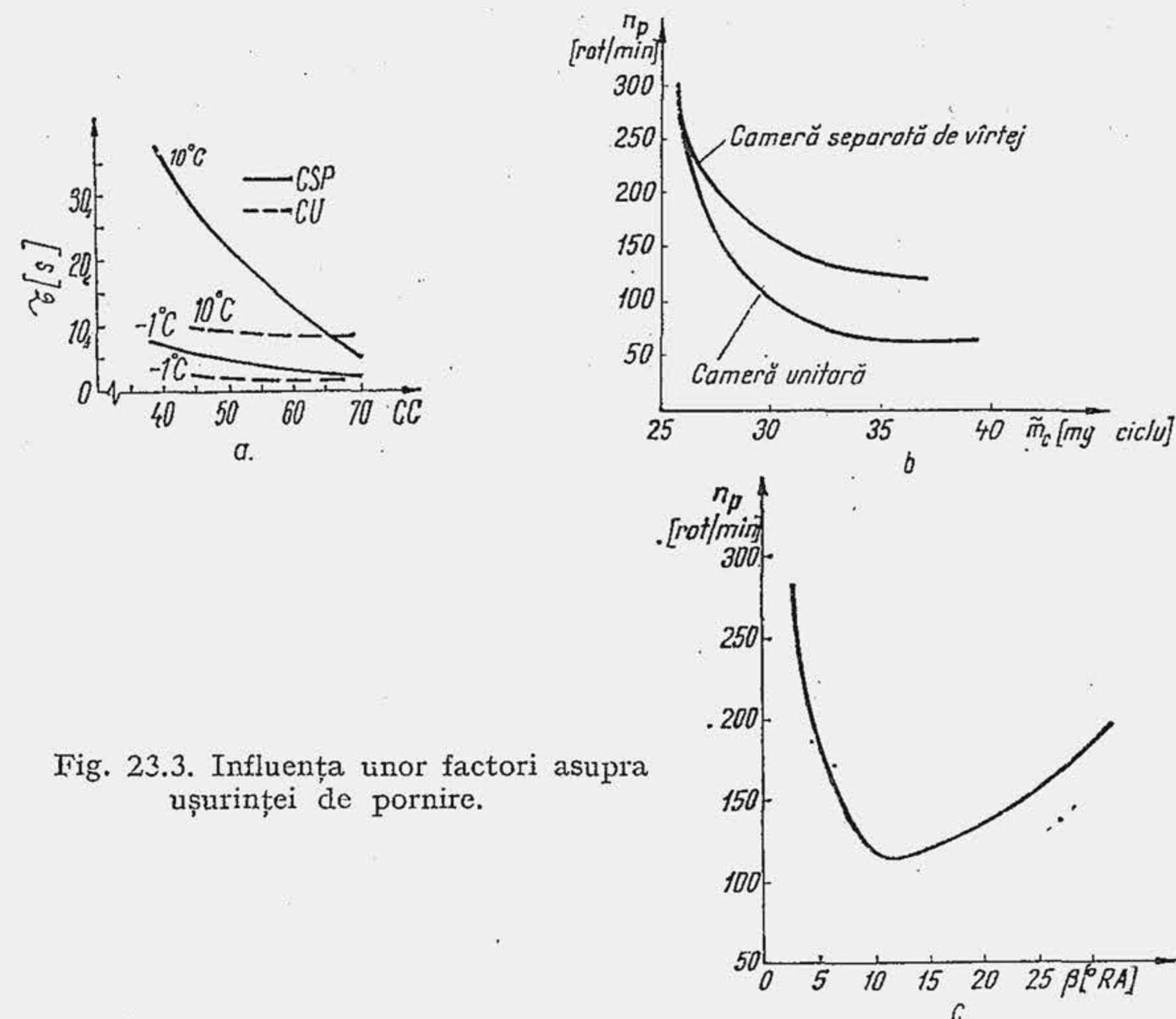


Fig. 23.3. Influența unor factori asupra ușurinței de pornire.

zină. Cifra cetanică a motorinei, influențează sensibil durata de pornire a MAC-ului și se corelează cu tipul camerei de ardere (fig. 23.3, a).

**Doza de combustibil pe ciclu,** în anumite limite, influențează sensibil pornirea (b). Faptul că de la o anumită doză în sus curbele intră într-un palier subliniază necesitatea stabilirii dozei economice de pornire.

**Avansul la injecție** influențează calitățile de pornire a motorului. La o valoare prea mare a avansului, injecția are loc într-un mediu de presiune și temperatură scăzute; la o valoare prea mică a acestuia, motorina nu reușește să se vaporizeze pînă la  $p_{mi}$ . De aceea există o valoare optimă a avansului la care pornirea se realizează cel mai ușor (c), ceea ce subliniază necesitatea reglării corespunzătoare a sistemului de injecție.

#### 23.5. PROCEDEE DE PORNIRE

După natura lor, procedeele de pornire pot fi manuale sau automate. Agregatele sau dispozitivele automate pot fi la rîndul lor electrice, pneumatice, mecanice, pirotehnice.

**Pornirea manuală.** Se utilizează o manivelă care se cuplează manual în perioada de pornire cu arborele cotit. Pe această cale nu se poate atinge o turație ridicată a motorului și nu se poate dezvolta energia necesară pentru motoarele mari. De aceea se folosește la MAS pînă la 100 CP, iar la MAC pînă la 30 CP; în prezent procedeul are utilizare de excepție.

**Pornirea cu un MAS auxiliar.** Un MAS de putere mică, 6...15 kW, în doi sau patru timpi fixat pe carcasa motorului principal, se pornește inițial și se cuplează apoi lin cu arborele cotit al motorului principal.



**Pornire cu demaror electric.** Demarorul electric este un motor electric de curent continuu, care antrenează arborele cotit temporar, 10...20 s, printr-un dispozitiv special; acesta din urmă angrenează cu coroana dințată a volantului. Demarourile electrice sînt alimentate de la bateriile de acumulatori; ele au o putere de 0,5...2% din puterea nominală a MAS-ului și 7...12% din puterea nominală a MAC-ului.

Pornirea cu demaror electric este foarte avantajoasă. Agregatul are dimensiuni de gabarit reduse, poate fi pus rapid în funcțiune și comandat de la distanță prin simplă apăsare pe butonul de comandă; energia bateriei de acumulatori poate fi completată în timpul funcționării motorului și poate folosi și în alte scopuri. De aceea pornirea cu demaror electric este procedeul cel mai răspîndit pentru motoarele de autovehicule.

### 23.6. PROCEDEE AUXILIARE PENTRU UȘURAREA PORNIRII MOTORULUI

Pentru a ușura pornirea motoarelor, mai ales a MAC-ului, în orice anotimp, la orice temperatură a mediului ambiant, pentru orice stare a motorului, s-au dezvoltat un șir de procedee auxiliare, care au ca scop atingerea rapidă a temperaturii de autoaprindere fie pe cale termică, fie pe cale dinamică (mărirea vitezei unghiulare a arborelui cotit). Unele din aceste procedee au ca scop suplimentar: reducerea uzării la pornirea motorului rece. În tabela 23.2 se arată influența temperaturii de pornire asupra uzării motorului și echivalența pornirii, cu alte condiții de funcționare, la aceeași uzare.

**Încălzirea generală a motorului.** Cel mai eficient mijloc de pornire la temperaturi joase este preîncălzirea generală a motorului cu apă fierbinte. Sub acest aspect, sistemul de răcire cu aer este mai puțin avantajos deoarece nu permite folosirea procedurii. Apa fierbinte de 70...90°C, se introduce manual în instalația de răcire. Cînd se dispune de un circuit principal de apă caldă, se racordează circuitul de răcire a motorului la acesta. La temperatura de -30°C, după 40...60 min, temperatura blocului și chiulasei ajunge la 70...90°C, iar a carterului la 40...60°C.

**Încălzirea aerului aspirat.** Se realizează cu ajutorul unei spirale incandescente, așezată în conducta de admisiune și conectată în circuitul electric al bateriei de acumulatori. În același scop se folosește un dispozitiv de flacără

Tabela 23.2

Influența temperaturii de pornire asupra uzurii motorului

Temperatura de pornire, în °C	Uzura motorului după o pornire, în g fer	Uzura motorului după 1 oră de funcționare pe banc **, în g fer	Durata de funcționare a motorului pe banc, echivalentă cu uzura la o pornire, în ore	Parcursul automobilului (cu 50 km/h), echivalent cu uzura la o pornire, în ore
0	0,043	0,021	2,05	102,0
-10	0,065		3,10	155,0
-15	0,083		3,90	195,0

\* Conținutul de fier măsurat în uleiul din carter.

\*\* Temperatura apei de răcire 80°C.

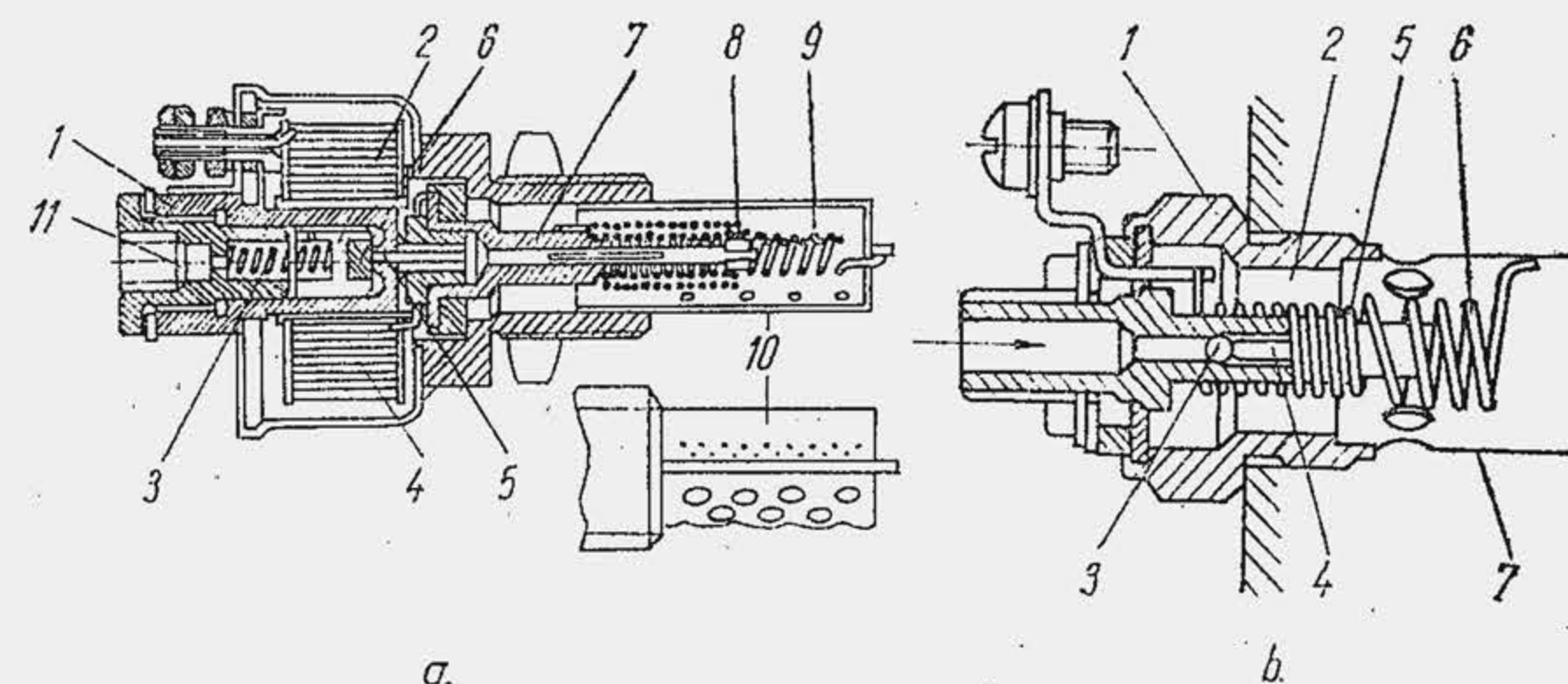


Fig. 23.4. Dispozitiv de flacără pentru încălzirea aerului proaspăt.

cără care constă dintr-o pompă manuală de injecție, un injector și o bujie de aprindere. Combustibilul injectat în conducta de admisiune este aprins de bujie, iar flacăra încălzește aerul aspirat și colectoarele. Procedeul este aplicat pe scară largă la camerele de ardere unitare, iar comanda a devenit automată.

Termostarterul utilizat la motorul Perkins (fig. 23.4, a) este alcătuit din un corp 1 în interiorul căruia se găsește pistonul 2, acționat de arc 3 și de solenoidul 4. Pistonul se așază pe supapă 5, etanșarea fiind făcută de inserția de cauciuc 6. Pe izolatorul 7 sînt montate două rezistențe electrice 8 și 9, care se încălzesc diferit. Un ecran 10 cu orificii mici și mari protejează rezistențele electrice. În spațiul 11 ajunge combustibilul de la pompa de alimentare. Cînd se stabilește contactul electric, solenoidul deplasează pistonul împotriva resortului, combustibilul trece prin supapă 6 în corpul izolatorului, se încălzește, se vaporizează în contact cu rezistența 8 și se aprinde în contact cu rezistența 9. Aerul din conducta de admisiune intră prin orificiile mici ale ecranului în interior și se amestecă cu vaporii de combustibil; flacăra iese în conducta de admisiune prin orificiile mari. La motorul SAVIEM 797 se montează termostarterul (termoinjectorul) din (b) iar la motorul MAND 2156 se montează două asemenea dispozitive. Dispozitivul este alcătuit din cămașa de protecție 1 care se fixează în conducta de admisiune; în interiorul ei se află corpul 2 cu bila 3 și știftul 4. Rezistența electrică 5 încălzește combustibilul iar rezistența electrică 6 îl aprinde. Aerul intră prin ecranul 7. După 10...15 s rezistențele 5 și 6 ajung la temperatura de regim și se poate trece contactul pe poziția de pornire. Prin încălzire știftul 4 se dilată și eliberează supapa-bilă. În funcționare există pericolul de deformare a știftului 4, supapa-bilă rămîne deschisă și se aspiră combustibil în cursa de admisiune, care este o sursă de fum.

**Bujie de pornire.** În camera separată a MAC-ului se montează o bujie formată din corpul 1 (fig. 23.5, a), miezul central 2 și spirala de nichel-crom 3. Cînd bujia se conectează în circuitul electric, spirala ajunge la incandescență și produce o încălzire locală a aerului. Se mărește suprafața de contact cu aerul, introducînd rezistența electrică într-un tub (b). O bujie de acest tip folosită la motorul turismului VW-Golf, cu cameră separată de vîrtej, asigură o temperatură de 750K după 15...20 s. Eficiența bujiei de incandescență se arată în (c).

**Combustibil cu temperatură joasă de aprindere.** Se introduce în conducta de admisiune un combustibil cu o temperatură joasă de autoaprindere, toți combustibilii utilizați avînd un conținut de 30...70 % de eter



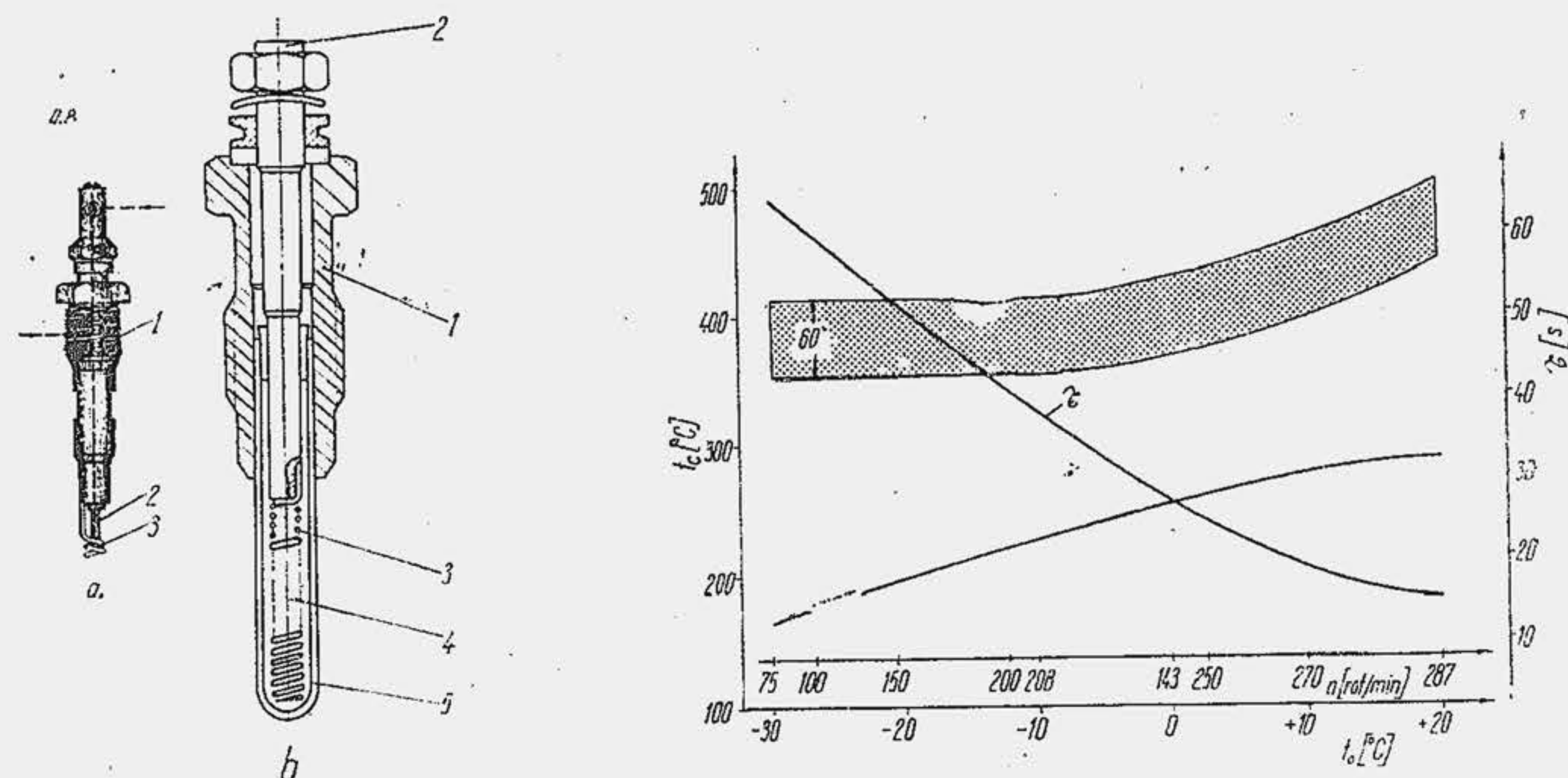


Fig. 23.5. Influența bujiei de încălzire asupra unor performanțe.  
( $\tau$ —durata de preîncălzire;  $n$ —turația de pornire;  $t_0$ —temperatura mediului ambiant; zona hașurată—temperatura  $t_c$  la sfârșitul comprimării cînd se folosește bujia de incandescență; linia plină—temperatura  $t_c$  fără bujia de incandescență).

etic. Eterul se vaporizează ușor, fierbe la  $34,5^\circ\text{C}$  și se autoaprinde la o temperatură joasă,  $130\ldots 140^\circ\text{C}$ , față de  $400^\circ\text{C}$ , temperatura minimă de autoaprindere a motorinei. Introdus în conducta de admisiune prin injecție sau carburatie se autoaprinde în cilindru, la sfârșitul comprimării. Dispozitivele cu combustibili pentru pornire se numesc Start-Pilot.

**Încălzirea uleiului.** În carterul de ulei este prevăzut un preîncălzitor cu apă, cu aer sau electric. Soluția este obiectibilă, deoarece uleiul în contact cu suprafața fierbinte a preîncălzitorului se descompune.

**Mărirea raportului de comprimare.** La MAC-urile cu raport de comprimare mic, camera de ardere este divizată astfel încît la pornire, prin izolarea unui compartiment cu ajutorul unei supape,  $\epsilon$  crește cu  $2\ldots 5$  unități. La MAC-urile rapide de turism cu cameră împărțită se mărește  $\epsilon$  pînă la  $21\ldots 23$ .

**Decompresarea motorului.** Un dispozitiv de decompresare, acționat manual sau automat, deschide supapa de admisiune sau cea de evacuare la pornire, astfel încît se micșorează lucrul mecanic de comprimare și se poate accelera rotirea arborelui cotit. Un dispozitiv simplu de decompresare se arată în figura 23.6; el este format din camele suplimentare 1, așezate adiacent la camele de evacuare 2. La pornire, maneta 3 deplasează axial arborele de distribuție 4. Cama 1 atacă tchetul 5 al supapei de evacuare și o menține deschisă.

**Diluarea uleiului.** Pentru a ușura rotirea arborelui cotit se diluează uleiul cu un combustibil foarte volatil, ceea ce-i reduce viscozitatea. De exemplu, se introduce benzină de aviație în carter,

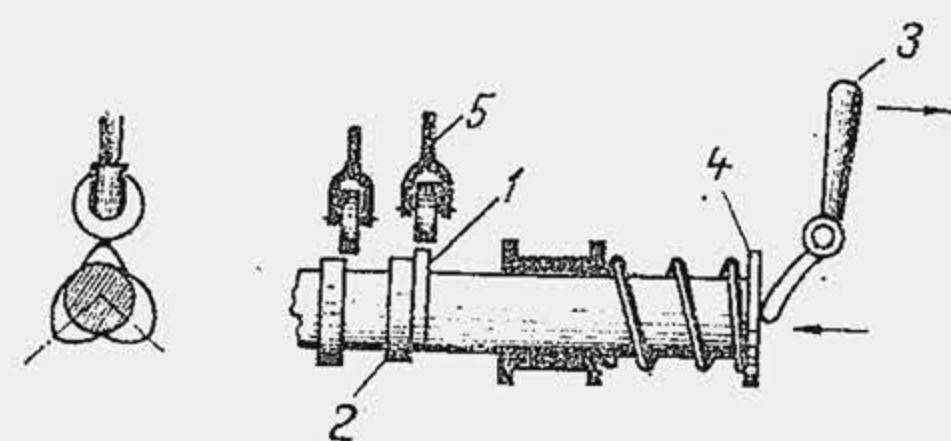


Fig. 23.6. Dispozitiv pentru decompresarea motorului.

în proporție de  $5\ldots 10\%$  din cantitatea de ulei. Se rotește apoi motorul în gol  $3\ldots 5$  minute. La pornire, rezistența de frecare se micșorează, iar turația arborelui cotit crește. Temperatura de pornire se reduce sensibil (tab. 23.3). În timpul funcționării după  $30\ldots 40$  min, benzina se vaporizează. În ultimul timp se recomandă tot mai insistent pornirea motorului pe această cale în domeniul temperaturilor joase, pînă la  $-20^\circ\text{C}$ .

Tabela 23.3

Influența diluării uleiului asupra temperaturii de pornire

Uleiul	Temperatura de pornire, $^\circ\text{C}$		
	Nediluat	Diluat cu benzină	
		5%	10%
SAE 5 W	-30	-31	-32
SAE 10 W	-19	-23	-30
SAE 20 W	-14	-20	-24

### 2.3.7. ÎNCĂLZIREA MOTORULUI DUPĂ PORNIRE

După pornire motorul trece în regimul de mers în gol, dar funcționează „rece”. S-a arătat că viteza minimă de uzare are loc pentru o temperatură optimă a suprafeței interioare a cilindrului, care corespunde la o temperatură optimă a apei de răcire  $t_{ap\bar{a}}$  de  $80\ldots 90^\circ\text{C}$ . Intervalul de timp care trece de la pornirea motorului rece pînă la atingerea temperaturii optime de regim ( $t_{ap\bar{a}}$ ) se numește *durata de încălzire a motorului rece*. Se poate ajunge la temperatura  $t_{ap\bar{a}}$  în două feluri: cu motorul încărcat sau în sarcină, curba 1 (fig. 23.7, a); cu motorul funcționînd în gol, curba 2. Durata de încălzire  $\tau_1 < \tau_2$  deoarece în primul caz se introduce în cilindru o doză de combustibil, mai mare, se degajă mai multă căldură, iar căldura care trece în sistemul de răcire este mai mare. Procesul de frecare și uzare depinde de încărcarea suprafețelor portante și temperatura peliculei de ulei. Dacă  $u$  este uzura, se poate scrie că viteza de uzare  $\dot{u} = du/d\tau$  este  $\dot{u} = \dot{u}(\kappa, 1/t_{ap\bar{a}})$ , adică viteza de uzare este proporțională cu coeficientul de sarcină a motorului și invers proporțională cu temperatura apei de răcire. Ca urmare, cele două modalități de a încălzi motorul au efecte distincte. În primul caz,  $\dot{u}$  atinge valori mari, curba 1 (b), deoarece cresc presiunile maxime din timpul arderii, dar ajunge repede la nivelul de regim  $\dot{u}_{80^\circ}$  (corespunzătoare unei temperaturi  $t_{ap\bar{a}} = 80^\circ\text{C}$ ); în al doilea caz  $\dot{u}$  are valori mai reduse (la funcționarea în gol presiunile maxime sînt mai mici), dar ajunge lent la nivelul  $\dot{u}_{80^\circ}$ . Uzura în perioada de încălzire fiind aria de sub curba  $\dot{u}$  ( $u = \Sigma \dot{u} \Delta \tau$ ) rezultă că în primul caz, uzura  $u_1$  (c) pînă la sfârșitul intervalului de încălzire va fi mai mică decît uzura  $u_2$  din al doilea caz.

De-a lungul anilor s-a dezvoltat regula de a încălzi motorul în regimul de mers în gol, care a avut în vedere numai o singură

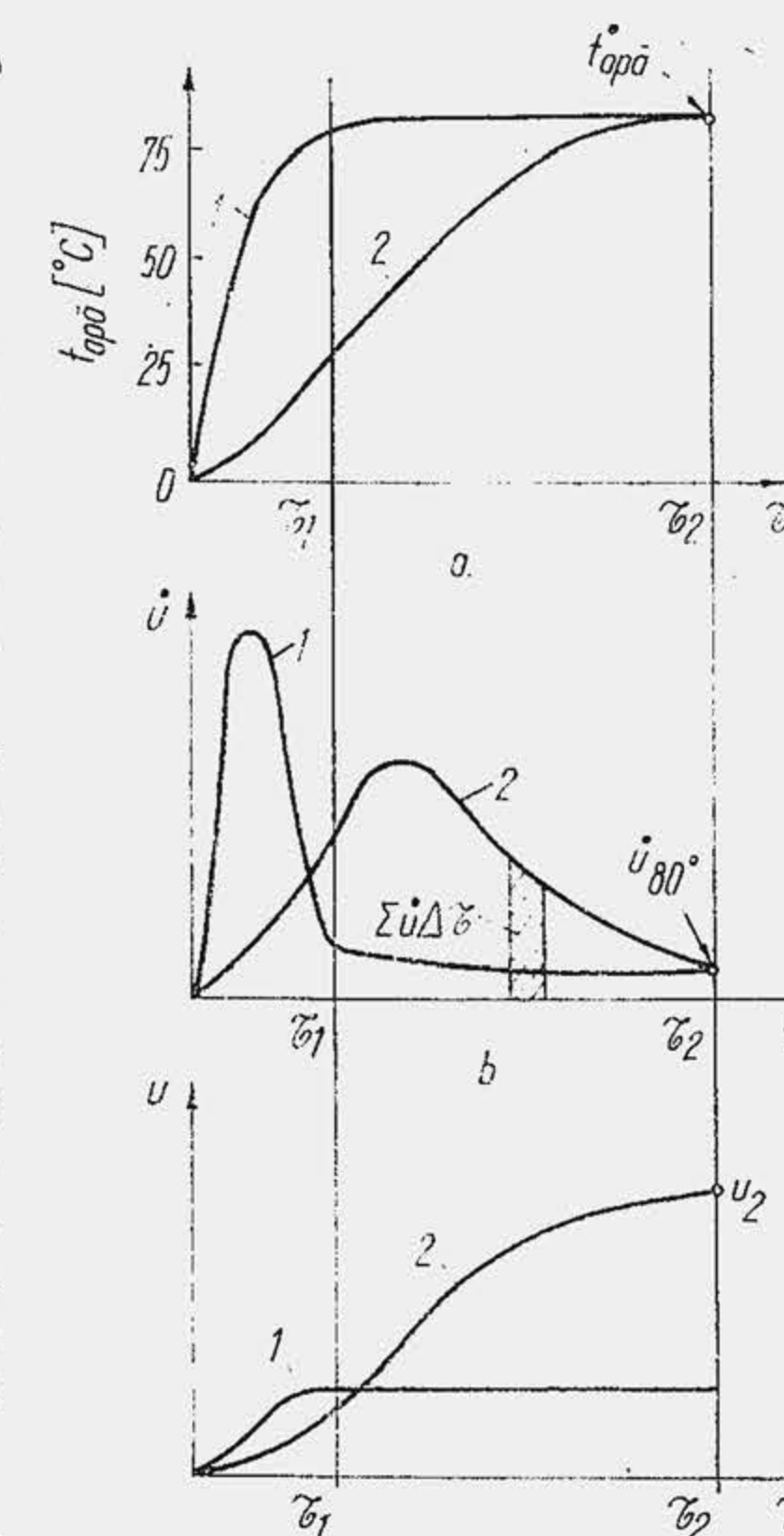


Fig. 23.7. Influența duratei de încălzire a motorului rece asupra uzurii.



latură a realității: descărcarea suprafețelor portante în condiții de ungere deficitară. A urmat recomandarea de a nu porni autovehiculul, decât după 8...10 min de încălzire în gol a motorului. Cercetări recente au condus la un punct de vedere opus, ținând seama de corelația mai complexă dintre uzare, încărcare, timp de încălzire, arătată anterior. Ca urmare, astăzi se recomandă pornirea autovehiculului în sarcină, evident în sarcină mică, numai după 40...60 s de încălzire a motorului în regim de mers în gol vara, și 80...90 s, pentru anotimpul rece. Reducerea timpului de încălzire se corelează în ultimii 2...3 ani cu producerea de noxe și economia de combustibil. De aceea, în unele țări s-a legiferat obligația conducătorului auto de a porni vehiculul în timpul verii după 40 s de la pornirea motorului, pentru a deversa mai puțin CO în atmosferă (în perioada de încălzire motorul funcționează cu amestec bogat); în alte țări durata de 40 s este obligatorie pentru a preveni risipa de combustibil. Un rol deosebit în reducerea duratei de încălzire îl are termostatul (v. fig. 15.30).

#### BIBLIOGRAFIE

1. Berger, M. *Le demarage des moteurs*. În: „SIA”, 9—10, 1954.
2. Boulanger, P. *Le départ à froid des moteurs Diesel*. În: „Revue Technique Automobile”, 131, 1957.
3. Judge, W. A. *Modern Smaller Diesel Engines*. Londra, Chapman and Hall, 1972.
4. Losavio, G. S. *Pusk avtomobilnih dvigatelei bez razogreva*. Moskva, Transport, 1965.
5. Mateevici, V. ș. a. *Automobile ROMAN cu motoare diesel*. București, Edit. tehnică, 1975.
6. Minkin, M. L. *Puskovîe ustroistva avtomobilnih dvigatelei*. Moskva, Maşghiz, 1963.
7. Webasto. *Verwarmegetat*. În: „MTZ”, 4, 1959.
8. \*\*\* *Low-temperature Startability proved*. În: „The Oil Engine and Gas Turbine”, 271, 1956.
9. \*\*\* *Independent Heater for Oil or Water*. În: „The Oil Engine and Gas Turbine”, 261, 1955.
10. \*\*\* *Automobile Engineer's Reference Book*. London, Georges Newnes Limited, 1959.

#### PARTEA A PATRA

### NOȚIUNI DESPRE DEZVOLTAREA PERFORMANȚELOR MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE



## 24.

### INDICII DE PERFECTIUNE AI MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

Perfecțiunea unui motor se apreciază prin mărimi care se numesc indici de perfecțiune ai motorului.

#### 24.1. INDICI DE PERFECTIUNE CARE DETERMINĂ COSTUL UNITĂȚII DE ENERGIE

Un indicator principal al eficienței economice a transportului rutier îl constituie costul deplasării unei mase (sarcini) utile de 1 tonă pe o distanță de 1 km, care se notează cu  $C_{tkm}$  și se măsoară în lei/tkm. Indicatorul  $C_{tkm}$  este de circa 0,45 lei/tkm în transporturile rutiere, de 0,130 lei/tkm în transporturile feroviare, de 0,120 lei/tkm în transporturile navale și de 0,8 lei/tkm în transporturile aeriene. Indicatorul  $C_{tkm}$  include cheltuielile aferente motorului ( $C_{tkm}^m$ ), vehiculului, forței de muncă etc. În cele ce urmează se încearcă, prin dezvoltarea indicatorului  $C_{tkm}^m$  să se evidențieze un număr de factori tehnici caracteristici motorului, care influențează indicatorul principal în transporturi. Se consideră că indicatorul  $C_{tkm}^m$  este definit de suma

$$C_{tkm}^m[\text{lei/tkm}] = C_{tkm}^c + C_{tkm}^a + C_{tkm}^r + C_{tkm}^d, \quad (24.1)$$

unde  $C_{tkm}^c$  este costul specific de combustibil;  $C_{tkm}^a$  — costul amortizării;  $C_{tkm}^r$  — costul reparației;  $C_{tkm}^d$  — costul deservirii. Dacă se notează  $\bar{C}_{100}$  consumul mediu de combustibil la 100 km, în l/100 km; cu  $C_{cb}$  — prețul combustibilului, în lei/l; cu  $\bar{m}_u$  — masa utilă medie transportată, în t, atunci primul termen din relația (24.1) devine

$$C_{tkm}^c[\text{lei/t} \cdot \text{km}] = \bar{C}_{100} \cdot (1/100) \cdot C_{cb} / \bar{m}_u. \quad (24.2)$$

Se exprimă consumul de combustibil prin relația

$$\frac{1}{100} \bar{C}_{100} = \frac{\bar{C}_c}{\rho_{cb} \bar{W}} = \frac{10^{-3} \bar{C}_c \bar{P}_e}{\rho_{cb} \bar{W}}. \quad (24.3)$$

unde  $\bar{C}_c$  este consumul orar mediu de combustibil în exploatare, în kg/h;  $\bar{W}$  — viteza medie în exploatare în km/h;  $\rho_{cb}$  — densitatea combustibilului, în kg/dm<sup>3</sup>;  $\bar{C}_e$  — consumul specific efectiv mediu în exploatare, în g/kWh;  $\bar{P}_e$  — puterea efectivă medie dezvoltată de motor în exploatare, în kW. Se substituie (24.3) în (24.2) și rezultă

$$C_{tkm}^c = (10^{-3} / \rho_{cb}) \bar{C}_e \cdot C_{cb} \cdot (\bar{P}_e / \bar{m}_u \bar{W}). \quad (24.4)$$

ultimul factor reprezentând puterea specifică medie în transport  $\bar{P}_{st} = \bar{P}_e / \bar{m}_u \bar{W}$ . În funcție de mărimile nominale ale motorului și vehiculului se obține:  $\bar{P}_{st} = P_{st} \cdot \bar{u} / \bar{\mu} \bar{\varphi}$ , unde:  $P_{st} = P_{e \max} / m_{u \max} W_{\max}$ ;  $\bar{u} = \bar{P}_e / P_{e \max}$  reprezintă coeficientul mediu de utilizare a puterii;  $\bar{\mu} = \bar{m}_u / m_{u \max}$  — coeficientul mediu de utilizare a capacității de transport;  $\bar{\varphi} = \bar{W} / W_{\max}$  — coeficientul mediu de utilizare a vitezei maxime disponibile. Puterea specifică  $\bar{P}_{st}$  reprezintă o mărime caracteristică proiectării de concepție a autovehiculului și se măsoară în kWh/t·km. Celălalt grup de factori din relația (24.4) se măsoară în lei/kWh și reprezintă costul combustibilului pentru a produce o unitate de energie  $C_{kWh}^c$  astfel că  $C_{tkm}^c = C_{kWh}^c \cdot \bar{P}_{st}$ .

Cheltuielile de amortizare se exprimă prin relația:

$$C_{tkm}^a[\text{lei/t} \cdot \text{km}] = C_m / \bar{m}_u \tau_s \bar{W}. \quad (24.5)$$

unde  $C_m$ , în lei, reprezintă costul motorului;  $\tau_s$  — durata de serviciu a motorului (durabilitatea), măsurată strict în numărul de ore de funcționare. Se înmulțește membrul drept al relației cu rapoartele  $(\bar{P}_e / P_{e \max}) \cdot (P_{e \max} / P_{e \max})$  și se grupează convenabil termenii; rezultă

$$C_{tkm}^a[\text{lei/t} \cdot \text{km}] = \frac{1}{\bar{u} \tau_s} \cdot \frac{C_m}{P_{e \max}} \cdot \bar{P}_{st}. \quad (24.6)$$

Procedând în mod analog cu ceilalți doi termeni, din relația (1), se obține

$$C_{tkm}^r = \frac{1}{\bar{u} \tau_s} \cdot \frac{C_r}{P_{e \max}} \cdot \bar{P}_{st} \quad (a); \quad C_{tkm}^d = \frac{1}{\bar{u} \tau_s} \cdot \frac{C_d}{P_{e \max}} \cdot \bar{P}_{st} \quad (b); \quad (24.7)$$

unde  $C_r$  și  $C_d$ , în lei, reprezintă costul reparațiilor, respectiv al deservirii.

Indicele de performanță pentru economia de combustibil este cel mai mic consum specific efectiv de combustibil  $c_{emm}$ , consumul specific minim minimorum (fig. 9.21) sau polul economic (fig. 9.28), căruia îi corespunde randamentul efectiv maxim  $\eta_{e \max}$  (v. rel. 1.35).

Consumul specific  $c_{emm}$  se realizează la o singură sarcină și turație a motorului; la toate celelalte sarcini  $c_e > c_{emm}$ . Dacă se consideră consumul specific mediu în exploatare  $\bar{C}_e$  și corespundentul lui  $\bar{\eta}_e$ , atunci se definește coeficientul mediu de eficiență la sarcini reduse

$$\bar{e} = c_{emm} / \bar{C}_e = \bar{\eta}_e / \eta_{e \max}, \quad (24.8)$$

care este subunitar.

Costul unității de putere, din relația (24.6) se notează cu  $C_P$ ,

$$C_P[\text{lei/kW}] = C_m / P_{e \max} \quad (24.9)$$



și reprezintă un indice de eficiență folosit frecvent. Dacă se notează cu  $m_m$  masa motorului, indicele  $C_P$  se dezvoltă astfel:  $C_m/P_{e\max} \cdot (m_m/m_m) = (C_m/m_m) \cdot (m_m/P_{e\max}) = C_{mkg} \cdot m_P = C_P$ , unde

$$C_{mkg}[\text{lei/kg}] = C_m/m_m \text{ (a)}; m_P[\text{kg/kW}] = m_m/P_{e\max} \text{ (b)}; \quad (24.10)$$

relația (a) reprezintă costul unității de masă a motorului iar (b) definește masa raportată (la unitatea de putere) a motorului (în Sistemul Tehnic se folosește ca indice de perfecțiune greutatea raportată  $G_P = G_m/P_{e\max}$ , în kgf/CP, unde  $G_m$  este greutatea motorului). Substituind relațiile (24.4), (24.6), (24.7) în (24.1) se obține relația

$$C_{tkm}^m = \left[ \frac{10^{-3}}{\rho_{cb}} C_{cb} \bar{e} + \frac{1}{\bar{u} \tau_s} \left( \frac{C_m}{P_{e\max}} + \frac{C_v}{P_{e\max}} + \frac{C_d}{P_{e\max}} \right) \right] P_{st} \frac{\bar{u}}{\mu \varphi} \quad (24.11)$$

în care, fiecare termen din paranteza dreapta reprezintă o componentă a costului unui kW/h. Substituind în (24.11) relațiile (24.8), (24.10) și dezvoltând termenii  $C_r/P_{e\max}$  și  $C_d/P_{e\max}$ , analog cu termenul  $C_m/P_{e\max}$ , se obține:

$$C_{kWh}[\text{lei/kWh}] = \left[ \frac{10^{-3}}{\rho_{cb}} C_{cb} \cdot \frac{c_{emm}}{\bar{e}} + \frac{m_P}{\bar{u} \tau_s} (C_{mkg} + C_{rkg} + C_{dkg}) \right] \quad (24.12)$$

unde  $C_{rkg}$  și  $C_{dkg}$  reprezintă costul repartiției și deservirii raportat la unitatea de masă a motorului. Relația (24.12) evidențiază un număr de factori și indici de perfecțiune ai motorului care determină prețul unității de energie produsă de motor. Se observă că indicatorul  $C_{kWh}$  este cu atât mai mic cu cât: 1) prețul combustibilului (în lei/l) este mai redus; 2) consumul specific efectiv minim minimorum este mai mic; 3) coeficientul mediu de eficiență este mai mare; 4) densitatea combustibilului este mai mare; 5) masa raportată este mai mică; 6) durabilitatea motorului este mai mare; 7) coeficientul de utilizare a puterii este mai mare; 8) costul unității de masă a motorului este mai mic; 9) costul reparației raportat la unitatea de masă este mai mic; 10) costul deservirii raportat la unitatea de masă este mai mic.

**Prețul combustibilului** depinde de sursele de țiței, de procesul tehnologic de fabricație, de conjunctura economică etc. Prețul benzinei și al motorinei diferă de la țară la țară. În unele țări prețul benzinei este sensibil mai mare decât prețul motorinei, iar diferența de preț constituie un stimulent în plus pentru echiparea autovehiculelor cu motoare diesel.

**Consumul specific minim minimorum** depinde de tipul motorului, de procedeul de ardere, de raportul de comprimare, de dozaj etc. MAS-urile pentru autovehicule realizează  $c_{emm} = 285 \dots 313 \text{ g/kWh}$  ( $210 \dots 230 \text{ gf/CPh}$ ); randamentul efectiv maxim care corespunde acestui consum specific este (v. rel. 1.35):  $\eta_{e\max} = 0,265 \dots 0,29$ . MAC-ul cu camera unitară și supraalimentare pentru autovehicule realizează  $c_{emm} = 225 \dots 258 \text{ g/kWh}$  ( $165 \dots 190 \text{ gf/CPh}$ ), sau  $\eta_{e\max} = 0,334 \dots 0,384$ . Rolls-Royce a realizat un motor de autocamion supraalimentat cu  $c_{emm} = 209 \text{ g/kWh}$  ( $154 \text{ gf/CPh}$ ), căruia îi corespunde  $\eta_{e\max} = 0,41$ .

**Coeficientul mediu de eficiență** la sarcină redusă se apreciază că este în prezent  $\bar{e} = 0,62 \dots 0,75$ . Faptul că  $\bar{e} < 1$  reprezintă dezavantajul de principiu al motorului cu ardere internă, care lucrează cu randamente mici la sarcini parțiale (v. fig. 9.17). Valorile mai mari ale lui  $\bar{e}$  se realizează la

MAC, deoarece prin reglajul calitativ al sarcinii, randamentul indicat al motorului scade încet cu reducerea sarcinii. La 20% din sarcina totală se obține  $\bar{e} \approx 0,5$  la MAS și  $\bar{e} \approx 0,65$  la MAC. Acest fapt recomandă MAC-ul pentru autovehiculele cu utilizări urbane, care funcționează numai la sarcini reduse; el explică măsura de a se folosi ca taxiuri urbane turisme echipate cu motoare diesel (în Belgia turismul Volga se echipează cu motoare Perkins).

**Exemplul numeric 24.1.** Să se calculeze costul combustibilului pentru producerea unui kWh, cu un MAS și cu un MAC, în ipoteza că prețul benzinei este 4,50 lei/l, iar al motorinei 1,50 lei/l.

În cazul MAS-ului  $C_{kWh}^c = (10^{-3}/0,75) \cdot 4,50 \cdot 220/0,64 = 2,0 \text{ lei/kWh}$ ; în cazul MAC-ului:  $C_{kWh}^c = (10^{-3}/0,85) \cdot 1,50 \cdot 180/0,74 = 0,36 \text{ lei/kWh}$ .

În unele țări diferența dintre prețul benzinei și prețul motorinei este neînsemnată. În acest caz, rezultă  $C_{kWh}^c(\text{MAS})/C_{kWh}^c(\text{MAC}) = (220/0,64 \cdot 0,75)/(180/0,74 \cdot 0,85) = 1,6$ , deci cu 60% mai mult, ceea ce explică tendința de dieselizare a transportului rutier, manifestată cu deosebire în Europa.

**Durata de serviciu** se stabilește în raport cu tipul de motor și cu tipul de serviciu al vehiculului. La motoarele pentru turisme  $\tau_s = 5\,000 \dots 6\,000$  ore de funcționare, ceea ce la o viteză medie în exploatare de 60 km/h, reprezintă 300...360 000 km parcurși. Un motor diesel de autocamion, atinge 600...700 000 km parcurși, ceea ce echivalează cu 15 000...17 000 ore de funcționare la o viteză medie  $\bar{W} = 40 \text{ km/h}$ .

**Coeficientul mediu de utilizare a puterii** depinde de condițiile de exploatare dar și de concepția de proiectare. De-a lungul anilor s-a manifestat tendința de a mări puterea specifică  $P_s$  a autovehiculelor, adică puterea maximă (sau nominală) a motorului raportată la masa  $m_{aut}$  (greutatea  $G_{aut}$ ) a autovehiculului încărcat  $P_s = P_{e\max}/m_{aut} (P_{e\max}/G_{aut})$ . În figura 24.1 se arată puterile și puterile specifice medii din câteva țări europene, evaluate în anul 1976. În România capacitatea medie de transport pe autovehicul a crescut de la 4,5 t în 1970 la 6,1 t în 1976 și va ajunge la 7,1 t în 1980, ceea ce se realizează prin fabricarea camioanelor de mare capacitate, de 7...15 t masă utilă, echipate cu motoare de putere sporită. Mărirea puterii specifice urmărește să sporească viteza medie în exploatare și calitățile dinamice ale autovehiculului, dar utilizarea incompletă a puterii disponibile micșorează coeficientul mediu de utilizare a puterii  $\bar{u}$  și deci amplifică prețul unui kWh. Există o concepție de proiectare a unui turism care prevede o rezervă mare de putere, deci o valoare redusă a coeficientului mediu  $\bar{u}$ . Semnificația acestui punct de vedere este că pentru o valoare redusă a lui  $\bar{u}$ , motorul este mai puțin solicitat astfel că durabilitatea lui crește (fig. 24.2, a). În schimb,

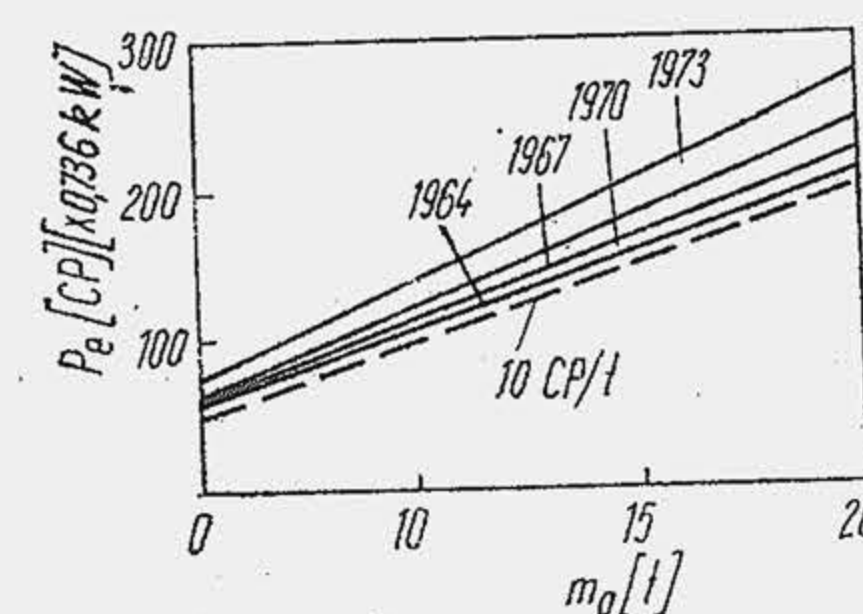


Fig. 24.1. Dependenta puterii motorului de masa autocamionului.

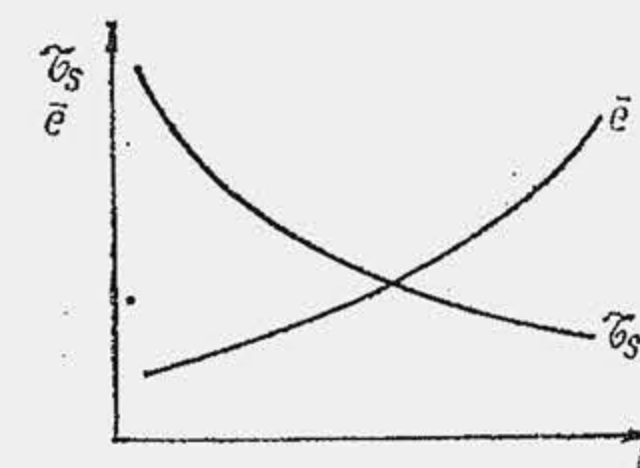


Fig. 24.2. Determinarea coeficientului optim de utilizare a puterii.



coeficientul  $\bar{e}$  se reduce cu scăderea lui  $\bar{u}$ , deoarece motorul funcționează la sarcini parțiale mai mici. Turismele de litraj mic au un coeficient  $\bar{u}$  ridicat, dar au o durabilitate mai mică. Coeficientul  $\bar{u}$  are valorile:  $\bar{u} = 0,4 \dots 0,60$  pentru turisme și  $\bar{u} = 0,45 \dots 0,7$  pentru autocamioane și autobuze.

**Masa raportată** reprezintă un indice de perfecțiune de mare interes (v. par. 24.2).

**Costul unității de putere** (v. rel. 24.9) reprezintă un indice de perfecțiune care include componente foarte variate: cheltuieli de proiectare, cheltuieli de cercetare și punere la punct a motorului, costul materialelor, costul fabricației. Costul fabricației pentru un motor de turism depinde de seria de fabricație, de gradul de automatizare a liniilor tehnologice — în unele uzine roboții lucrează deja pe liniile de fabricație. La o producție cu o serie foarte mare de fabricație — 700...800 000 motoare anual — cu un grad avansat de automatizare se ajunge la 20...27 lei/kW. La o serie mică, prețul de fabricație a unui motor de turism de 50 kW ajunge la 5 000 lei, ceea ce reprezintă 100 lei/kW. Prețul de fabricație al unui motor diesel de camion de 200 kW ajunge la 40 000 lei, ceea ce conduce la  $C_P = 200$  lei/kW. Prețul mai mare al unui motor diesel este determinat de soluțiile tehnice și tehnologice mai complexe, de seria de fabricație mică.

**Costul raportat la unitatea de masă** (rel. 24.10) exprimă mai direct influența gradului de complexitate a soluțiilor tehnice, influența naturii materialelor și a tehnologiei. Combinând relația (24.9) cu (24.10) rezultă  $C_P = C_{mkg} \cdot m_P$ , ceea ce arată că deosebirea dintre  $C_P$  și  $C_{mkg}$  este determinată de masa raportată care include performanțele tehnice ale motorului. Pentru un motor de turism de 50 kW cu o masă de 75 kg se obține  $C_{mkg} = 5\,000/75 = 67$  lei/kg, iar pentru un motor diesel de 200 kW cu o masă de 600 kg rezultă  $C_{mkg} = 40\,000/600 = 67$  lei/kg. Indicele  $C_{mkg}$  permite o analiză în detaliu a motorului când se explicitează sub forma

$$C_{mkg} = \sum_1^k (C_j/m_j), [\text{lei/kg}] \quad (24.13)$$

unde  $C_j$  și  $m_j$  reprezintă costul și masa fiecărui organ,  $k$  fiind numărul total de organe (subansambluri) care alcătuiesc motorul.

## 24.2. INDICI CONSTRUCTIVI

**Masa raportată** după cum s-a arătat, reprezintă un indice de perfecțiune care afectează prețul unității de energie. Masa  $m_P$  reprezintă însă și un indice cu valoare intrinsecă, deoarece caracterizează perfecțiunea unui motor în sine, nu numai în corelație cu costul unui kWh. Cu cât este mai mică masa de metal necesară pentru a dezvolta o unitate de putere (v. rel. 24.10, b) cu atât motorul încorporează mai multă inteligență, mai multe cuceriri științifice, tehnice și tehnologice. Apoi, pentru fabricație, masa raportată definește nevoia de metal, ceea ce are o implicație deosebită pentru economia

națională, mai ales atunci când autovehiculul trebuie să devină accesibil și marelui public. În fine, masa raportată intervine în dimensiunile de gabarit ale motorului, ceea ce este esențial pentru autovehicul în general, iar pentru unele clase de mașini în mod special, din cauza spațiului disponibil limitat. În prima jumătate a secolului nostru, masa raportată\* a scăzut la MAS de 10 ori, de la 22 kg/kW (30 kgf/CP) la 2,2 kg/kW (3 kgf/CP). În prezent MAS-urile pentru turisme ajung la 1,15...1,8 kg/kW. MAC-urile pentru autovehicule, au înregistrat, în decurs de 40 de ani, o reducere la jumătate a masei raportate (fig. 24.3, a): în 1977, masa raportată atinge 2,2...3,5 kg/kW (3...5 kgf/CP) — (fig. 24.3, b). Nivelul mai ridicat al masei raportate la MAC este determinat de solicitarea mecanică mai ridicată a acestor motoare.

Pentru a defini factorii de care depinde masa raportată, se dezvoltă  $m_P$  astfel:

$$m_P = (m_m/P_{e\max}) \cdot (V_t/V_l) = m_L/P_L \quad (24.14)$$

unde

$$m_L \left[ \frac{\text{kg}}{1} \right] = m_m/V_t \quad (a); \quad (24.15)$$

$$P_L \left[ \frac{\text{kW}}{1}, \frac{\text{CP}}{1} \right] = P_{e\max}/V_t \quad (b);$$

Indicele de performanță  $m_L$  se numește masa litrică și reprezintă masa totală a motorului (fără combustibil, lubrifiant, lichid de răcire) raportată la cilindrul total.  $P_L$  se numește putere litrică și reprezintă puterea maximă dezvoltată de o cilindree de 1 litru. Masa raportată este cu atât mai redusă cu cât masa litrică este mai mică și cu cât puterea litrică este mai mare.

**Masa litrică** reprezintă un indice tehnologic și constructiv, care evidențiază cantitatea de metal necesară pentru a realiza o cilindree de 1 l. Utilizarea materialelor de calitate superioară care permit confecționarea organelor cu pereți mai subțiri; utilizarea materialelor cu masă specifică redusă — pistonul, chiulasa, blocul de cilindri din aluminiu; proiectarea organelor și

\*) În Sistemul Tehnic se folosesc ca indici de performanță greutatea raportată  $G_P$  și greutatea litrică  $G_L$ , care se definesc analog cu  $m_P$  și  $m_L$ , pe baza greutății  $G_m$  a motorului.  $G_P$  și  $m_P$ ,  $G_L$  și  $m_L$  au respectiv, aceeași valoare numerică.

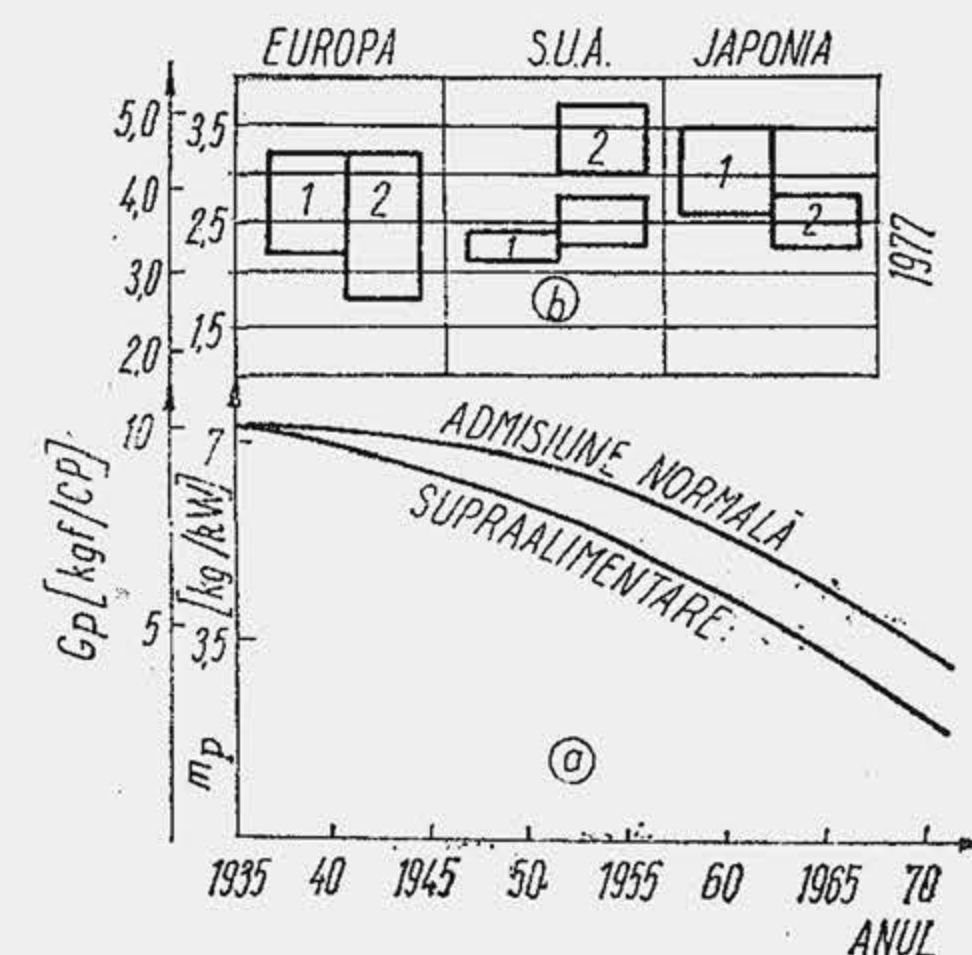


Fig. 24.3. Evoluția masei (greutății) raportate la motoarele diesel: 1 — admisiune normală; 2 — supraalimentare.



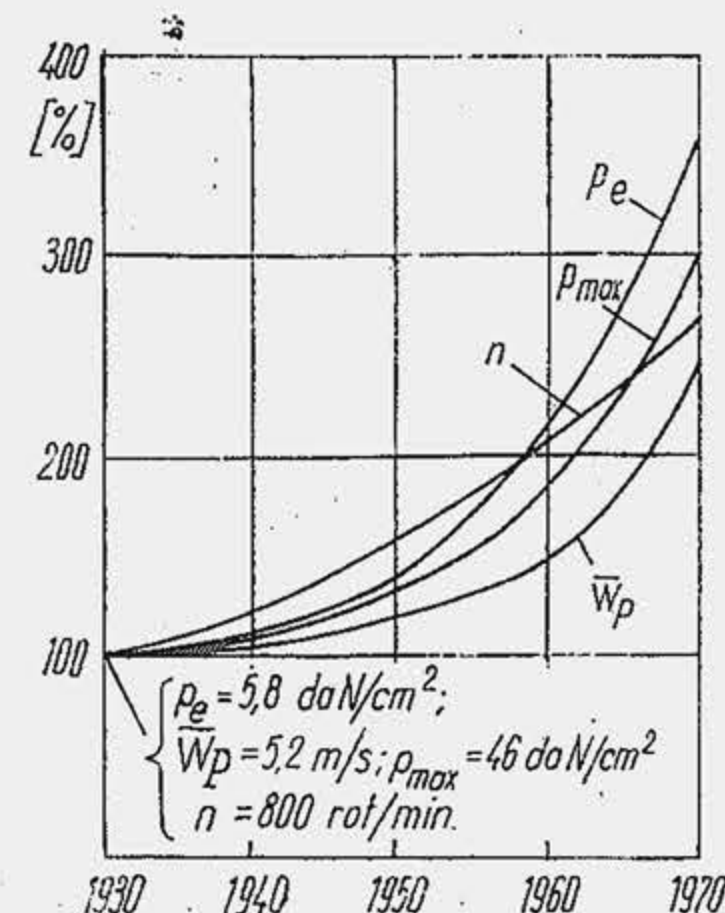


Fig. 24.4. Evoluția unor parametri ai motorului diesel.

Masa litrică a motoarelor diesel de autocamioane variază între 60...90 kg/l și înregistrează de-a lungul anilor o reducere modestă. Deși aparent cifrele arătate nu ilustrează un progres evident, în realitate ele arată o situație opusă. De-a lungul anilor, atât MAS-ul cât și MAC-ul își datoresc progresele prin creșterea solicitărilor mecanice și termice, ceea ce, pentru motoarele diesel de autovehicule se ilustrează în figura 24.4. Ca urmare, proiectanții și constructorii au acționat în comun în direcții contradictorii: pe de o parte, au redus masa pieselor pe baza progreselor permanente tehnice și tehnologice; pe de altă parte, au mărit masa pieselor datorită creșterii presiunilor maxime, vitezei de rotație a arborelui și vitezei medii a pistonului. Faptul că  $m_L$  rămâne cvasiconstant de-a lungul anilor sau se modifică puțin, arată că, în ansamblu, efectele obținute s-au compensat.

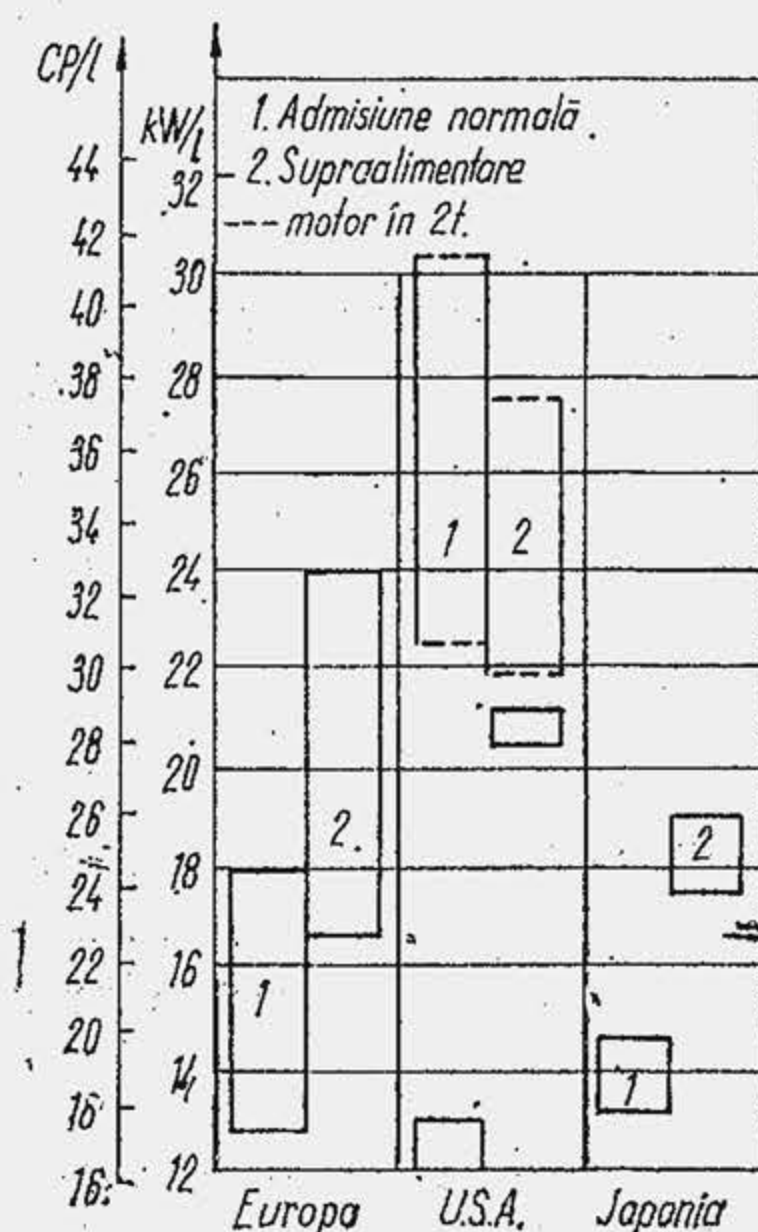


Fig. 24.5. Puterea litrică a motoarelor în anul 1977.

subansamblurilor motorului pe baza progreselor realizate în domeniul cunoașterii comportării materialelor la solicitări variabile, la vibrații, la solicitări termice, îmbinată cu progresele din domeniul tehnologiei, care permit micșorarea razelor de racordare, reducerea grosimii pereților, realizarea formelor optime; reducerea suprafețelor portante pe baza progreselor realizate în domeniul ungerii și uleiurilor; toate aceste realități la un loc determină o reducere sensibilă a masei motorului. Cu toate acestea masa litrică este indicele de perfecțiune cel mai puțin mobil. De-a lungul ultimilor trei decenii, masa litrică a motoarelor de turisme a scăzut în medie cu circa 20% de la 67 kg/l la 55 kg/l; în unele cazuri s-a ajuns chiar la o creștere a acestui indice de performanță pentru modelele produse în deceniul al 8-lea față de deceniul al 5-lea.

**Puterea litrică.** Cel mai mobil indice de perfecțiune se dovedește a fi puterea litrică. Din relația (24.14) rezultă că reducerea importantă a masei raportate  $m_P$ , în condițiile  $m_L = ct$ , se datorește creșterii, în aceeași proporție a puterii litrice. Pentru anul 1977 nivelul puterii litrice al unor motoare diesel de autovehicule se arată în figura 24.5. Motoarele pentru turism realizează în medie: 33...48 kW/l (45...65 CP/l) în Marea Britanie; 37...54 kW/l (50...73 CP/l) în Franța și Italia; 33...40 kW/l (45...55 CP/l) în S.U.A.; 37...46 kW/l (50...63 CP/l) în Japonia. MAS-urile pentru turisme sport ating 44...66 kW/l (60...90 CP/l) pentru o cilindree de 1,4...3,5 l. Pentru România, vezi tabela 1.5. Motoarele de cursă ating în medie 96...125 kW/l (130...170 CP/l); cele mai bune performanțe realizate de-a lungul anilor se arată în tabela 24.1. Substituind relația (1.18) în (24.15, b) rezultă

$$P_L \left[ \frac{\text{kW}}{\text{l}} \right] = \frac{p_e \cdot n}{300v} (a); \quad P_L \left[ \frac{\text{CP}}{\text{l}} \right] = \frac{p_e \cdot n}{225v} (b), \quad (24.16)$$

Tabela 24.1

Indici de performanță ai unor motoare pentru turisme de curse

Anul fabricației	$p_e$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	$n$ [rot/min]	$P_e$ [kW/CP]	$P_L$	
				[CP/l]	[kW/l]
1894	3,4	750	2,7/ 3,5	2,8	2,1
1903	3,9	1200	8,9/12,0	5,2	3,8
1921	8,1	4250	85/115,0	38,0	27,9
1953	33,6*)	10500	433/585,0	393,0	289,2
1973	23,5*)	7800	810/1100	204,0	150,1

\*) Motor supraalimentat.

ceea ce arată că există trei căi fundamentale de sporire a puterii litrice: 1) creșterea presiunii medii efective; 2) creșterea turației; 3) reducerea numărului de timpi. MAS-urile și MAC-urile de autovehicule împart între ele primele două căi de sporire a puterii litrice.

MAS-urile nu pot realiza presiuni medii efective foarte ridicate din cauza detonației. Perfecțiunile aduse de-a lungul anilor au permis o creștere relativ modestă a presiunii medii efective. Din relația (2.21) se observă că, la motoarele cu admisiune normală, fiecare factor în parte poate fi sporit pe baza progresului tehnic, în limite reduse. Toate perfecționările aduse pentru sporirea gradului de umplere și a randamentului mecanic au urmărit să permită realizarea unor motoare cu turații ridicate. Considerente de economie a combustibilului și reducere a noxelor au determinat chiar o reducere a mărimii  $1/\lambda$  (se recomandă o creștere a coeficientului de dozaj în regimul de putere maximă  $\lambda > \lambda_p$ ). Astfel, singura cale eficientă de sporire a presiunii medii efective la MAS rămâne creșterea randamentului indicat, care se obține îndeosebi prin mărirea lui  $\epsilon$  (fig. 24.6). În R.F. Germania în decursul a două decenii (1954...1974)  $\epsilon$  a crescut de la 8,8 la 10,5, ceea ce a produs o creștere corespunzătoare a cifrei octanice „Cercetare” (v. pag. 157) a benzinei de la 81 la 99,5. Motoarele pentru turismele de sport folosesc în prezent un  $\epsilon = 9...11$ , iar motoarele de curse,  $\epsilon = 10...12,5$ . În S.U.A. creșterea raportului de comprimare  $\Delta\epsilon$  a fost frînată de normele severe de poluare. Astfel, între anii 1950—1958 s-a înregistrat o creștere de  $\Delta\epsilon = 0,2/\text{an}$ ; între anii 1958...1968,  $\Delta\epsilon = 0,07/\text{an}$ ; în perioada 1968...1970, s-a înregistrat o scădere a lui  $\epsilon$ ,  $\Delta\epsilon = -0,1/\text{an}$  iar în perioada 1970...1973  $\Delta\epsilon = -0,3/\text{an}$ . Astăzi, situația din deceniul al șaptelea s-a inversat și anume, în medie, motoarele europene au un  $\epsilon$  mai mare decât cele americane (v. cap. 25).

Calea principală de sporire a puterii litrice la MAS a constituit-o creșterea turației care, în ultima jumătate de secol practic s-a dublat, modelele din zilele noastre realizând 5500...6000 rot/min.

MAC-urile nu pot realiza turații ridicate din cauza fenomenului de întârziere la autoaprindere, procesului de formare a amestecului, maselor mari în mișcare care dezvoltă forțe de inerție ridicate. În 1934, 85% din modele

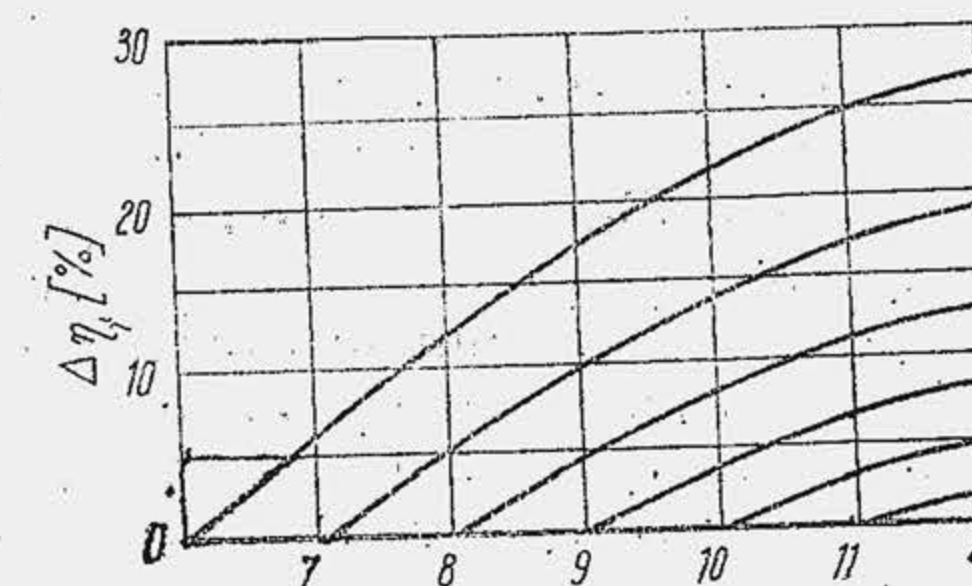


Fig. 24.6. Creșterea randamentului termic al motorului cu raportul de comprimare.



aveau în medie 2 200 rot/min, iar după patru decenii, același număr de modele au cu 15% mai mult. Realizările spectaculoase în domeniu sînt reprezentate de MAC-urile cu cameră separată de turism, care ating 4 200... 5 000 rot/min (v. cap. 25).

Calea principală de sporire a puterii litrice la MAC o constituie supraalimentarea motorului, care în ultimii ani marchează o largă răspîndire la motoarele de autocamioane (v. cap. 27).

**Compactitatea sau densitatea de putere** a motorului reprezintă puterea motorului raportată la gabaritul lui (volumul paralelipipedului care se sprijină pe punctele extreme ale motorului). Pentru motorul de autovehicule compactitatea înaltă reprezintă o cerință, dat fiind spațiul disponibil limitat. Compactitatea  $K_v$  este  $K_v = P_{emax}/L \cdot B \cdot H$ , unde  $L$  este lungimea motorului,  $B$  — lățimea,  $H$  — înălțimea. Compactitatea, depinde în primul rînd de puterea litrică. Totuși, un motor poate avea gabaritele mai restrînse sau mai largi, în raport cu unele instalații auxiliare (filtrul de aer, carburatorul etc.).

### 24.3. INDICI DE EXPLOATARE ȘI CONFORT

Indicii de exploatare și confort definesc acele proprietăți ale motorului care concură la o conducere sigură, ușoară, plăcută a automobilului, precum și la o deservire ușoară.

**Siguranța în funcționare sau fiabilitatea** reprezintă calitatea motorului de a funcționa fără defecțiuni și fără abateri esențiale de la caracteristicile impuse. Se apreciază prin probabilitatea ca motorul sau organele componente să funcționeze normal, un timp determinat, în condiții date.

**Deservirea ușoară** se apreciază prin gradul de complexitate a lucrărilor de prevenire a defectelor (lucrări de întreținere) și de remediere a lor (reparații curente). Acest indice are un rol important în alegerea unei formule constructive de motor. Astfel, deși MAC-ul este mai avantajos sub aspectul cheltuielilor de combustibil, complexitatea deservirii lui constituie un factor esențial care frînează răspîndirea lui ca motor de turism.

**Silențiozitatea** este proprietatea motorului de a funcționa cu zgomot redus (v. par. 26.6).

**Mersul liniștit și fără trepidații** se apreciază prin viteza de creștere a presiunii în timpul arderii, prin variația vitezei unghiulare a arborelui cotit, prin dezechilibrul motorului pe reazeme.

**Pornirea ușoară** a motorului rece, înceasebi pe timp de iarnă, înseamnă pornirea într-un timp scurt cu un echipament puțin pretențios și costisitor.

**Adaptabilitate la tracțiune** reprezintă capacitatea motorului de a răspunde cerințelor de înaintare a autovehiculului. Adaptabilitatea se apreciază prin capacitatea motorului de a furniza o putere superioară în regim de accelerare, prin intervalul de turație în care motorul funcționează stabil (coeficientul cinematic de elasticitate  $\sigma_n = n_P/n_M$ , v. cap. 9), prin gradul de creștere a momentului motor la reducerea turației (coeficientul de elasticitate  $\sigma_M = M_{emax}/M_{eP}$ , (v. pag. 321).

**Calitatea gazelor de evacuare** se apreciază prin natura și cantitatea substanțelor nocive emise de motor (v. cap. 26).

Cu ani în urmă, atenția principală era concentrată asupra costului fabricației. Răspîndirea automobilului impune să se acorde atenție sporită și altor indici de perfecțiune a motorului [4]. Evaluînd indicii de perfecțiune pe o scară relativă (fig. 24.7) s-a apreciat că în deceniul care urmează, indicele costului fabricației își va reduce ponderea în ansamblul indicilor care conduc la alegerea unui tip de motor. Productivitatea uzinelor ajunsese în anul 1976 la 13...30 automobile/salariat prin folosirea liniilor tehnologice tradiționale și la 130...150

automobile/salariat prin folosirea liniilor tehnologice cu roboți. În deceniul care urmează se va acorda o atenție sporită economiei de metal, indicilor de exploatare și confort, dar mai ales consumului de combustibil. Sub acest aspect, prognoza din figura 24.7 nu s-a dovedit realistă, plasînd vîrf de preocupări în domeniul economiei de combustibil în jurul anilor '80. Deplasarea acestui vîrf în jurul anilor '90 apare astăzi ca o evaluare bine întemeiată.

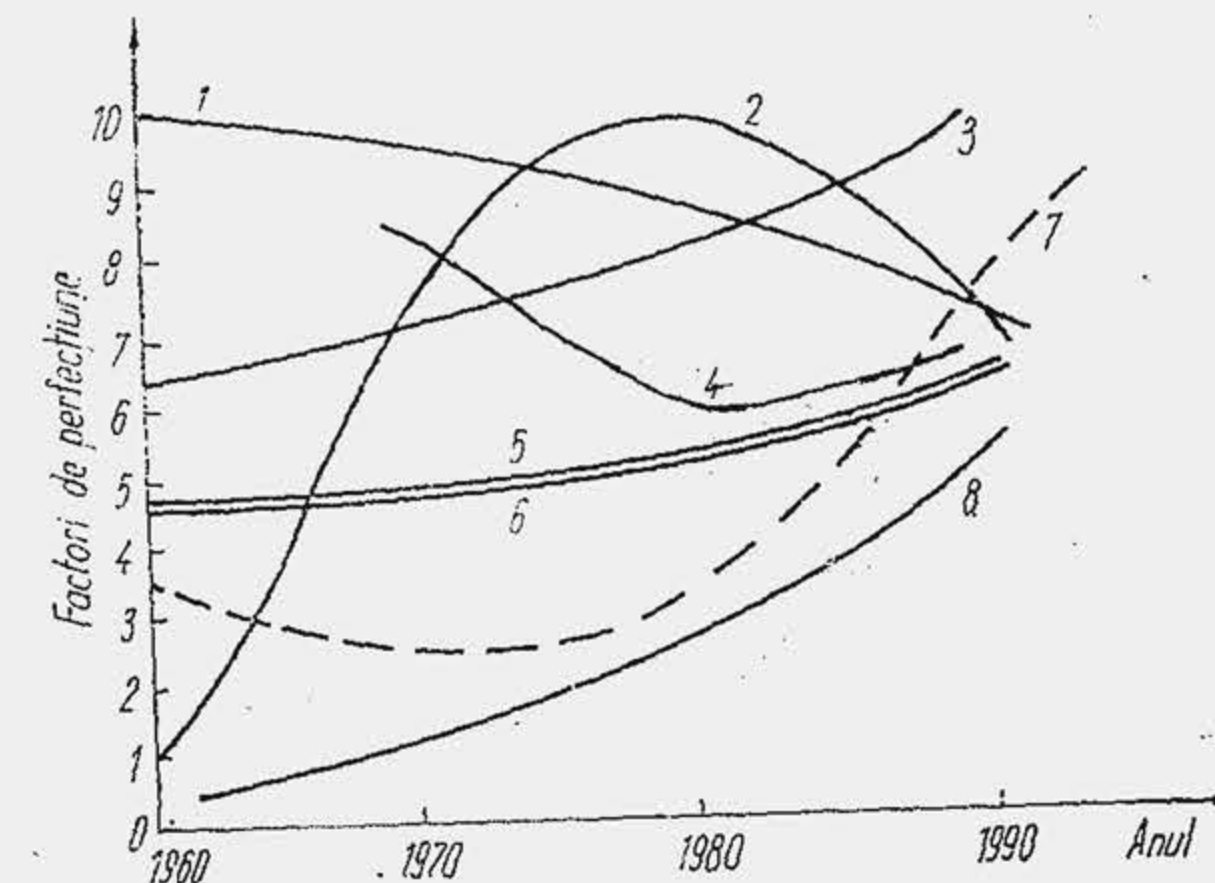


Fig. 24.7. Evoluția unor factori de perfecțiune a motorului:

1 — prețul; 2 — economia de combustibil; 3 — economia de metal; 4 — calitatea gazelor evacuate; 5 — conducerea comodă și sigură; 6 — dificultatea întreținerii și reparației; 7 — fiabilitatea; 8 — silențiozitatea.

### BIBLIOGRAFIE

1. Grünwald, B. și Dudaș, T. Posibilități de mărire a eficacității economice a motorului diesel pentru locomotive. în Metalurgia și construcția de mașini, 12/1962.
4. Sternlicht, B. Which automotive engines in the future. Mech. Eng. nr. 11/1974.
3. Sakamoto Kiyoshi. Trends in Japanese diesel engines and their lubrication. SAE Prepr. 1976/60720.
2. Klinkhammer, H. Nutzfahrzeug und Industriemotoren. VDI. 5/1977.



## 25.

### ECONOMIA DE COMBUSTIBIL

#### 25.1. CĂILE REDUCERII CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL

Pe la mijlocul deceniului al optulea s-a declanșat o criză care a rămas cunoscută sub numele de criza combustibilului. Atunci, s-a atras atenția cu severitate că anii care urmau se vor delimita net de anii care i-au precedat prin aceea că țițeiul nu va mai fi un combustibil ieftin, că rezervele lui pe glob trebuie gospodărite cu grijă fiind limitate și necesare încă o lungă perioadă, deoarece motorul cu ardere internă nu are un înlocuitor. S-a stabilit atunci că nevoia de energie a omului din zilele noastre a crescut în asemenea proporții (fig. 25.1) încât economia de combustibil, oricât de mică ar fi, devine importantă la scara globului, prin dimensiunea proprie și în raport cu rezervele cunoscute. Astfel, s-a inițiat o mare bătălie pentru reducerea consumului de energie în toate domeniile, dar cu precădere în domeniul motoarelor cu ardere internă. Economia de combustibil a devenit obiectiv principal în cercetarea și proiectarea motoarelor, ca generatoare de energie a autovehiculelor care, prin frecările de rulare, aerodinamice și interne sînt un mare consumator de energie. S-a descoperit totodată că și prin întreținerea și exploatarea rațională a motorului și autovehiculului există rezerve importante de reducere a consumului de combustibil, care, dacă nu sînt puse în valoare micșorează sau anulează chiar realizările de concepție.

Consumul mediu de combustibil pentru o persoană situează autoturismul printre mijloacele de deplasare puțin economice (tab. 25.1). Dar, după cum lumea nu se poate dispensa astăzi de

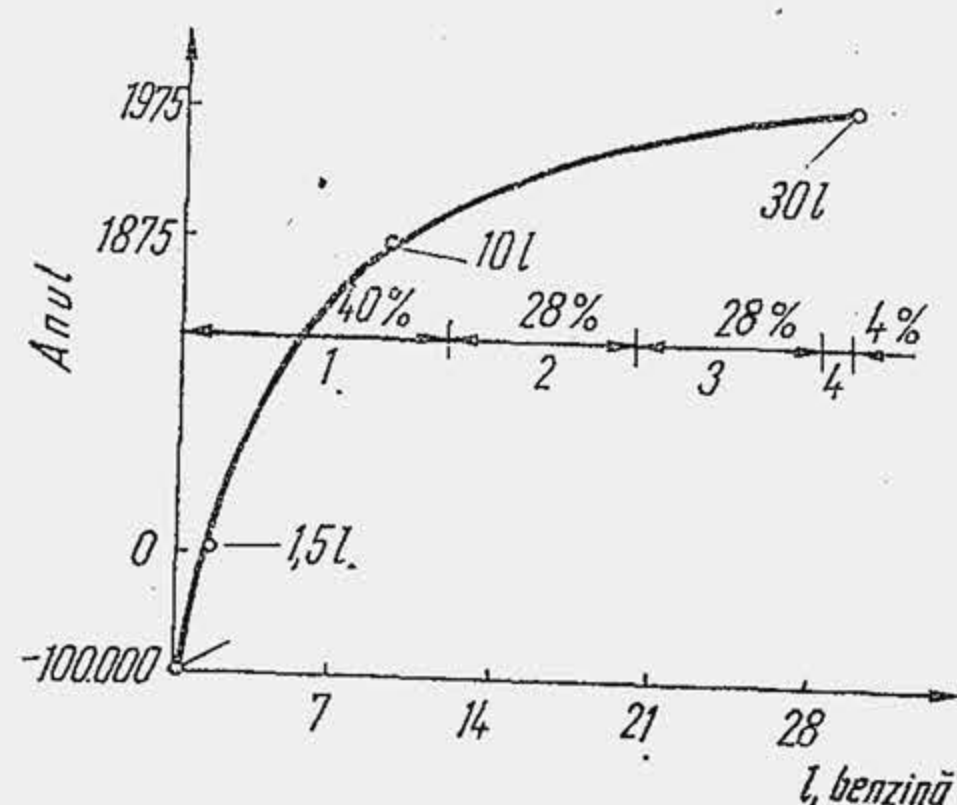


Fig. 25.1. Consumul zilnic de combustibil echivalent pe cap de locuitor: 1 - agricultură, industrie; 2 - transporturi; 3 - utilizări individuale, servicii; 4 - alimentație.

avionul rapid, ea nu poate renunța nici la autoturism pentru că acesta a devenit în zilele noastre nu numai un mijloc de agrement ci și unul de utilitate socială.

Căile principale de reducere a consumului de combustibil al unui autovehicul se evidențiază dacă se dezvoltă relația (24.3) astfel

$$\bar{C}_{100} = \frac{100 \bar{C}_c}{\rho_{cb} \bar{W}} = \frac{0,1 \bar{e} \bar{P}_e}{\rho_{cb} \bar{W}} \cdot \frac{c_{emm} \cdot P_{emax} \cdot W_{max}}{c_{emm} P_{emax} W_{max}} \quad (25.1)$$

$$\bar{C}_{100} = \frac{0,1}{\rho_{cb}} \cdot \frac{\bar{u}}{\bar{\varphi}} \cdot \frac{1}{\bar{e}} c_{emm} P_{emax} \frac{1}{W_{max}} \quad (25.2)$$

Se înmulțește relația (25.2) cu raportul  $m_t/m_t$ ,  $m_t$  fiind masa totală a autovehiculului încărcat complet și se folosește noțiunea de putere specifică  $P_s = P_{emax}/m_t$  [kW/t] se obține

$$\bar{C}_{100} = \frac{0,1}{\rho_{cb}} \cdot \frac{\bar{u}}{\bar{\varphi}} \cdot \frac{1}{\bar{e}} c_{emm} m_t P_s \frac{1}{W_{max}} \quad (25.3)$$

Tabela 25.1

Consumul de combustibil pentru diferite mijloace de transport

Mijlocul de transport	Avionul			Autoturism	Tren electric	Autobuz urban	Tren diesel
	Concorde	Boeing 747	1300 B Airbus				
Consumul de combustibil pentru o persoană pe 100 km, în 1/100 km pasager	8,0	4,0	3,3	2,4	0,6	0,5	0,4

Din relația (25.1) rezultă dependența cea mai simplă și anume că reducerea consumului  $\bar{C}_{100}$  înseamnă reducerea consumului mediu orar al motorului. Relațiile (25.2) și (25.3) evidențiază însă patru grupuri de factori de care depinde consumul  $\bar{C}_{100}$ : 1) factorii care țin de performanțele motorului la proiectare ( $c_{emm}$ ,  $P_{emax}$ ) și în exploatare ( $\bar{e}$ ); 2) factorii care țin de proiectarea de concepție a autovehiculului ( $W_{max}$  sau  $m_t P_s/W_{max}$ ); 3) factorii care țin de felul serviciului, de trafic, de gradul de încărcare ( $\bar{u}$ ,  $\bar{\varphi}$ ); 4) factorul combustibil ( $\rho_{cb}$ ).

Mărirea vitezei maxime de înaintare a autovehiculului (în regim de viteză maximă  $\bar{u} = 1$ ,  $\bar{\varphi} = 1$ ) nu reduce consumul  $\bar{C}_{100}$  cum s-ar părea că rezultă din relațiile anterioare, deoarece  $P_{emax}$  este proporțional cu puterea a treia a vitezei, astfel că raportul  $P_{emax}/W_{max} \sim W_{max}^2$ . Rezultă astfel că reducerea vitezei maxime este o sursă importantă de reducere a consumului de combustibil, care are însă limitări, deoarece același autovehicul urmînd să satisfacă o gamă largă de servicii trebuie să permită și reducerea timpului de deplasare pe traseele lungi; pe de altă parte, viteza maximă definește și rezerva de putere a autovehiculului, care îi asigură calități dinamice

Tabela 25.2

Media puterilor efective maxime  $\bar{P}_{emax}$  în S.U.A.

Anul	$\bar{P}_{emax}$	Anul	$\bar{P}_{emax}$	Anul	$\bar{P}_{emax}$
1930	88	1968	252	1972	162
1945	108	1970	256	1973	160
1960	209	1971	239	1976	145

indispensabile pentru un trafic cu securitate înaltă. De-a lungul a patru decenii, media puterii maxime a turismelor americane a crescut, dar motive legate de economia de combustibil și reducerea emisiunilor nocive (v. cap. 26) a determinat trecerea la motoare cu puteri  $P_{emax}$  mai reduse (tab. 25.2). Calea cea mai simplă de reducere a puterii  $P_{emax}$  este micșorarea litrajului; de aceea, în ultimii ani se manifestă tendința de sporire a numărului motoarelor de mic litraj, cu cilindrul totală de 0,5...1,0 l.

Dacă se dorește ca performanța  $W_{max}$  să rămînă neschimbată atunci din relația (25.2) rezultă că reducerea lui  $P_{emax}$  se obține prin  $m_t$  și  $P_s$ . Turismele



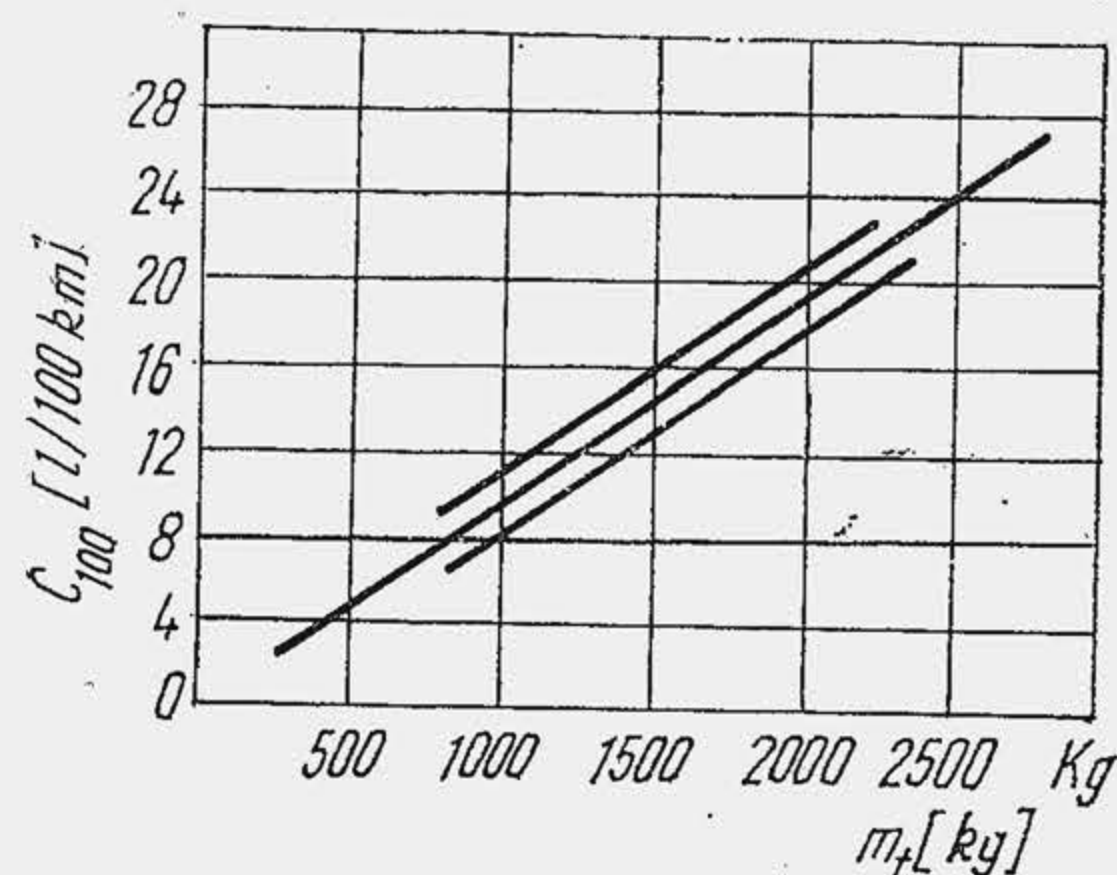


Fig. 25.2. Influența masei autovehiculului asupra consumului de combustibil.

Factorii  $\bar{u}$  și  $\bar{\varphi}$  depind de tipul serviciului, de trafic, în special de traficul urban. Pentru un vehicul cu performanțe date ( $c_{emm}$ ,  $P_{emax}$  și  $W_{max}$ ) reducerea vitezei de deplasare ( $\bar{W} = 10 \dots 15$  km/h pe artere aglomerate) micșorează atât coeficientul de utilizare a puterii  $\bar{u}$  cât și coeficientul de viteză  $\bar{\varphi}$ ; în ansamblu, raportul  $\bar{u}/\bar{\varphi}$  scade deoarece  $\bar{u} \sim \bar{W}^2$  ( $\bar{W}^3$ ) iar  $\bar{\varphi} \sim \bar{W}$ . La reducerea raportului  $\bar{u}/\bar{\varphi}$  scade și coeficientul mediu de eficiență  $\bar{e}$ , deoarece se micșorează sarcina motorului, astfel că grupul de factori  $\bar{u}/\bar{\varphi}\bar{e}$  trece printr-un minim care definește viteza economică de deplasare  $W_{ec}$ . Când același vehicul trebuie să satisfacă toată gama de servicii (urbane, interurbane), ținând seama de viteza limită în orașe  $W_{lim}$  se ajunge la soluția  $W_{lim} < W_{ec} < W_{max}$ , ceea ce arată că un vehicul cu o performanță ridicată de viteză  $W_{max}$  (cu mare rezervă de putere) este o soluție dezavantajoasă pentru serviciul urban ( $W_{ec} \gg W_{lim}$ ) deoarece va conduce la consumuri ridicate de combustibil. Va fi în măsură fabricația să diferențieze în viitor motoarele în funcție de tipul serviciului? Se apreciază că de-a lungul anilor, cercetarea, proiectarea și fabricația și-au concentrat atenția pentru realizarea unui motor cu performanțe înalte la sarcină mare și turație nominală,  $c_{emm}$ ,  $P_{emax}$ , fiind considerate ca performanțe competitive. Se pretinde astăzi cercetării să găsească mijloacele de sporire a eficienței economice a motorului la sarcini parțiale, când viteza vehiculului este  $W \ll W_{max}$ . Deși reducerea lui  $c_{emm}$  rămâne în continuare o preocupare, o sarcină cu mult mai importantă, a devenit mărirea coeficientului mediu de eficiență  $\bar{e}$ , ceea ce se dezbate pe larg în continuare.

În ultimii ani se folosește un alt indice de performanță al autovehiculului, numărul de kilometri (mile) parcursi cu 1 litru (galon) de combustibil, care se numește *parcursul pe litru de combustibil*, se notează cu  $s_l$  și se măsoară în kilometri pe litru sau kpl (analog cu mpg — mile pe galon; 1 mpg  $\approx$  0,4 kpl). Se observă că

$$\bar{s}_l[\text{kpl}] = 100/\bar{c}_{100} \quad (25.4)$$

Un autoturism care consumă 7 l/100 km realizează  $s_l = 100/7 = 14,3$  kpl (36 mpg). Legiferările din S.U.A. obligă pe constructori să ridice pînă în anul 1980 parcursul mediu pe litru la 8,0 kpl, iar pînă în anul 1985, la 11 kpl (față de 7,2 kpl în anul 1976).

europene au o putere specifică cu 20...30% mai mică decît aceea a turismelor americane (Dacia 1300 are 39,7/1,350 = 29,4 kW/t sau 40 CP/tf.), dar  $P_s$  nu se poate reduce prea mult deoarece se micșorează unele performanțe ale autovehiculului; la autocamioane, puterea  $P_s$  este chiar în creștere (v. fig. 24.1). Reducerea masei totale este o cale eficientă de micșorare a consumului  $\bar{c}_{100}$  (fig. 25.2), constituie în prezent o preocupare principală a constructorilor de autovehicule, dar include și sarcina constructorilor de motoare de a reduce masa raportată  $m_p$ .

De dată recentă sînt concursurile automobilistice pentru cel mai lung parcurs cu un litru de combustibil. Spre deosebire de mașinile care participă la concursurile de viteză, de astă dată mașinile se deplasează cu viteze mai reduse, sînt ușoare, au motoare mici. O mașină cu un singur loc, pe trei roți, construită de un grup de studenți olandezi a parcurs 730 km cu 1 litru de benzină. Cea mai bună performanță a fost realizată în vara anului 1979 de o mașină construită de un tînar din R. F. Germania, care a parcurs cu 1 litru de motorină 970 km cu viteza de ...20 km/h. Mașina a fost echipată cu un motor diesel de 12,2 cm<sup>3</sup> cilindree, cel mai mic motor realizat vreodată.

## 25.2. REDUCEREA CONSUMULUI SPECIFIC EFECTIV DE COMBUSTIBIL LA MAS

Potrivit relației (1.35),  $c_{emin}$  este proporțional cu inversul randamentului efectiv maxim,  $c_{emin} \sim 1/\eta_{emax}$ . La arderea a 1 kg de combustibil rezultă  $\eta_{emax} = L_{emax}/Q_i$  sau

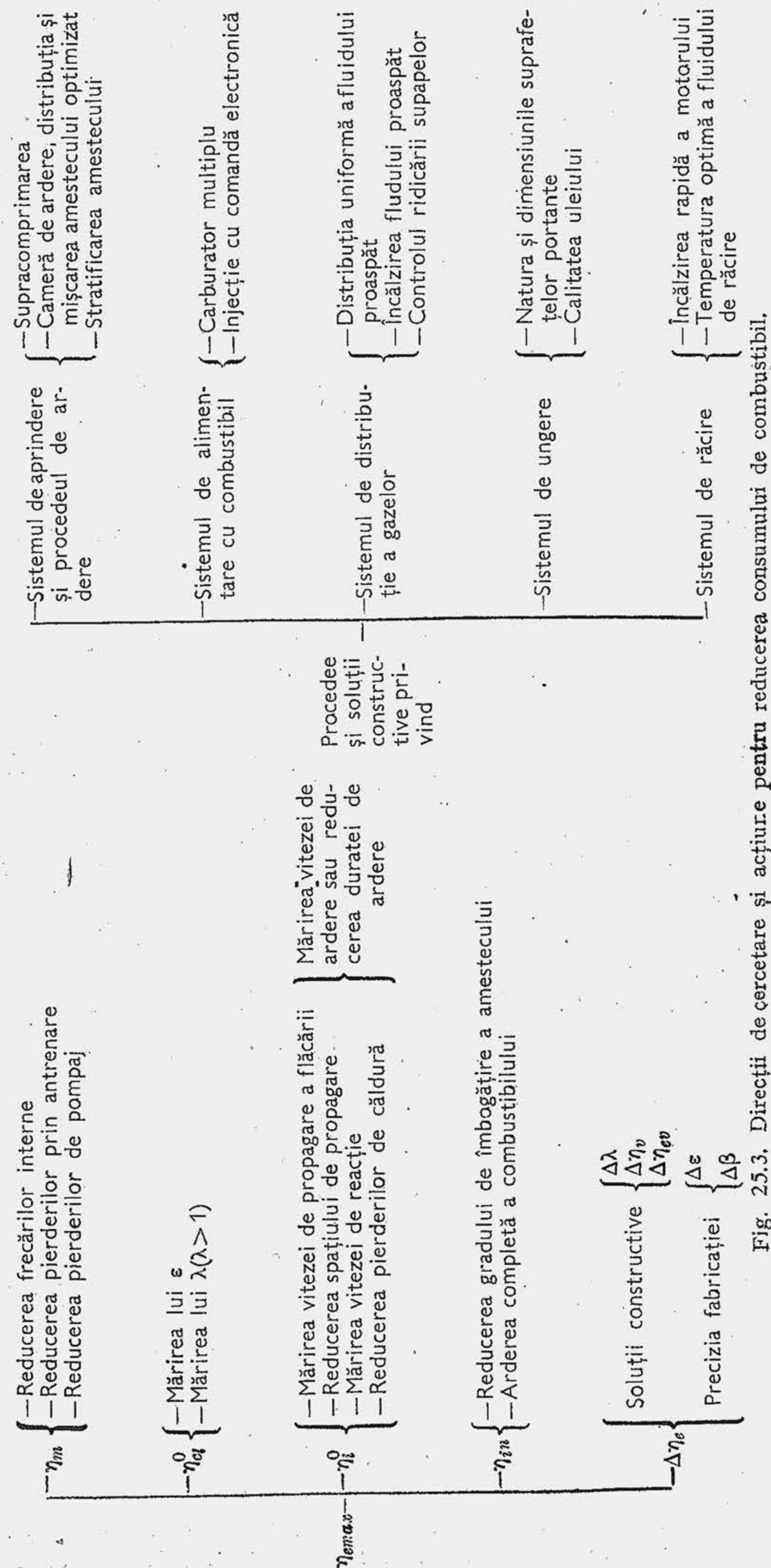
$$\eta_{emax} = \frac{L_{emax}}{L_{imax}} \cdot \frac{L_{imax}}{L_{cl}^0} \cdot \frac{L_{cl}^0}{Q} \cdot \frac{Q}{Q_i} = \eta_m \cdot \eta_i^0 \cdot \eta_{cl}^0 \cdot \eta_{in}, \quad (25.5)$$

unde  $L_{emax}$  este lucrul mecanic efectiv maxim;  $L_{imax}$  — lucrul mecanic indicat maxim;  $L_{cl}^0$  — lucrul mecanic al ciclului teoretic cu ardere izocoră;  $Q$  — căldura degajată prin ardere;  $Q_i$  — puterea calorică inferioară;  $\eta_m$  — randamentul mecanic;  $\eta_i^0$  — randamentul indicat relativ;  $\eta_{cl}^0$  — randamentul ciclului teoretic;  $\eta_{in}$  — randamentul arderii incomplete. Se observă că pentru a mări pe  $\eta_{emax}$  trebuie sporite toate cele patru randamente. La nivelul cunoașterii proceselor din motor acest deziderat este posibil acționînd pe un număr limitat de direcții fundamentale (fig. 25.3). Motorul de autovehicul fiind policilindric randamentul lui reprezintă o valoare medie  $\bar{\eta}_{emax}$  care este mai mică decît cea mai bună valoare  $\eta_{emax}$  pe care o poate realiza unul dintre cilindri, cu diferența  $\Delta\eta = \eta_{emax} - \bar{\eta}_{emax} > 0$ . Diferența  $\Delta\eta$  (fig. 25.3, a) este determinată de abaterea dintre cilindri ( $\Delta\lambda$  — abaterea de la coeficientul mediu de dozaj;  $\Delta\eta_v$  — abaterea de la gradul mediu de umplere;  $\Delta\eta_{ev}$  — abaterea de la gradul mediu de evacuare;  $\Delta\varepsilon$  — abaterea de la raportul de comprimare mediu;  $\Delta\beta$  — abaterea de la avansul optim sau avansul dispozitivului), hotărîte de soluțiile constructive și precizia de fabricație.

Cînd se trece de la nivelul cunoașterii teoretice la nivelul aplicației practice se constată că inventivitatea inginerescă a creat un mare număr de soluții constructive cu aplicabilitate imediată sau de perspectivă (în speranța că costul ridicat sau complicația constructivă nu vor mai constitui factori de reținere), care se referă la procedeul de ardere sau la cîteva sisteme auxiliare ale motorului (fig. 25.3, b).

Pierderile prin frecare se pot micșora acționînd asupra viscozității uleiurilor (fig. 25.4, a) și a temperaturii optime a acestora, asupra forțelor și dimensiunilor suprafețelor portante. Cercetările efectuate în condiții diferite de funcționare a motorului arată (b) că o reducere a pierderilor prin frecare cu 20%, asigură o reducere a consumului de combustibil cu 5...6%. Rezerve importante are MAC-ul din cauza forțelor și ariei suprafețelor portante ridicate.





**Raportul de comprimare variabil** reprezintă *visul de amv* al inginerului motorist. Deoarece reglajul cantitativ reduce, la sarcini parțiale, gradul de comprimare a amestecului, acesta s-ar putea reface dacă  $\epsilon$  ar crește odată cu reducerea sarcinii, fără a perturba calitățile antidetonante ale motorului. O soluție a fost găsită pentru motorul diesel supraalimentat (v. cap. 27). O încercare de laborator a fost realizată în România [2], care constă în modificarea volumului camerei de ardere cu un piston deplasabil într-un locaș din chiulasă. În prezent nu există o soluție simplă aplicabilă la MAS-ul de serie.

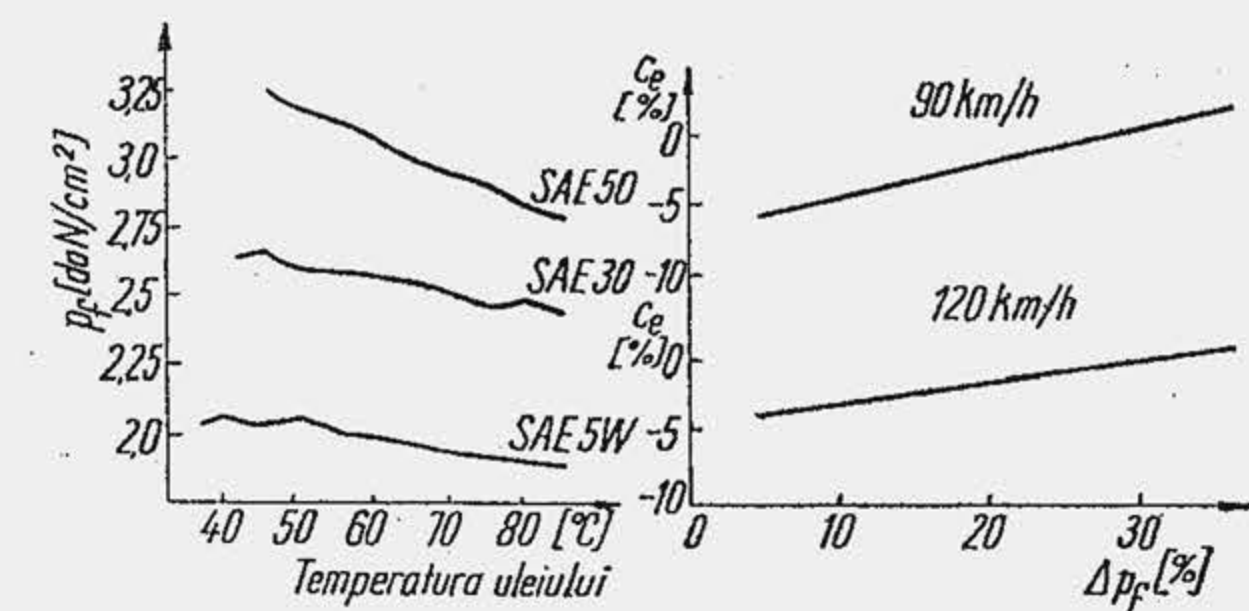


Fig. 25.4. Influența pierderilor prin frecare asupra reducerii consumului de combustibil.

**Supracomprimarea înaltă.** Supracomprimarea reprezintă procedeul care permite folosirea unui raport de comprimare  $\epsilon$  mai mare decât raportul de comprimare la limita de detonație  $\epsilon_{ld}$ , determinat de arhitectura camerei de ardere și cifra octanică disponibilă  $COD$ . Gradul de supracomprimare  $GS = (\epsilon - \epsilon_{ld}) / \epsilon_{ld}$  se determină la stand, motorul funcționând la plină sarcină, cu avansul optim la declanșarea scînteii  $\beta_{opt}$ , la limita de detonație. Se modifică  $\epsilon$  pînă se găsește  $\epsilon_{ld}$  pentru  $\beta_{opt}$  și benzina dată. Dacă se mărește  $\epsilon$ ,  $\epsilon > \epsilon_{ld}$ , apare detonația care se elimină prin reglajul  $\beta < \beta_{opt}$  (v. par. 5.5.2), urmat de o reducere de putere și o creștere a consumului specific de combustibil.

S-a arătat că rapoartele de comprimare mari reprezintă o soluție sigură și eficientă pentru reducerea consumului  $c_{emm}$ , dar supracomprimarea s-a elaborat și s-a dezvoltat ca procedeu pentru mărirea coeficientului mediu  $\bar{\epsilon}$ , adică pentru reducerea consumului de combustibil în regimurile sarcinilor parțiale. Ea se aplică astăzi curent, dar are valori reduse,  $GS = 8...10\%$ ; supracomprimarea înaltă, cu  $GS > 25...30\%$  este o soluție de viitor. Mărirea raportului de comprimare între 8...12 aduce un spor de randament la plină sarcină (pentru  $\beta = \beta_{opt}$ ) de aproximativ 5% pentru fiecare unitate, dar

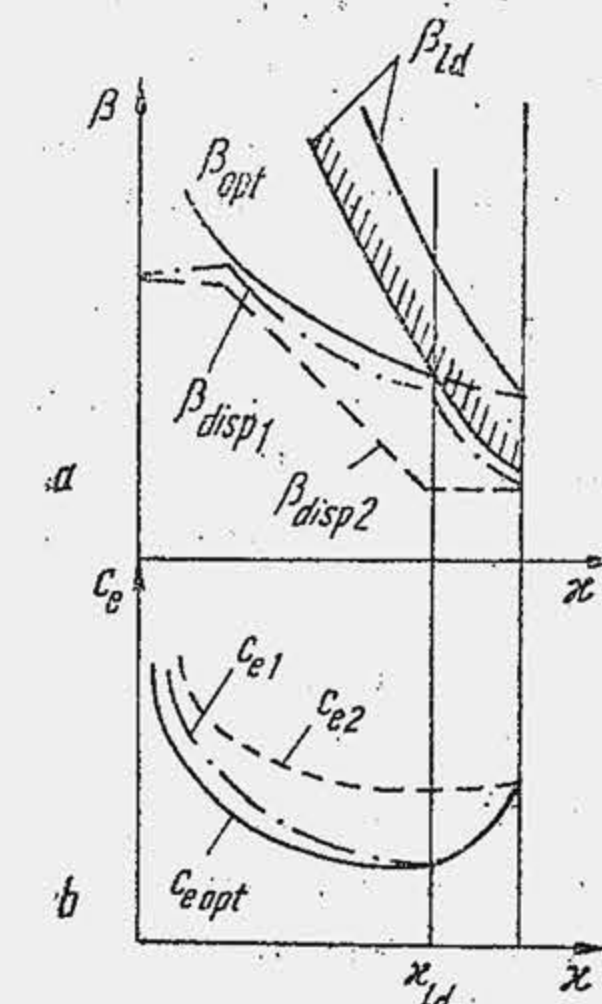


Fig. 25.5. Principiul supracomprimării motorului.

pretinde creșterea cifrei octanice cu o unitate pentru fiecare spor de randament de 1%. Dacă s-ar aplica această soluție ar crește consumul de benzină Super ( $CO > 100$ ). Supracomprimarea înaltă are în vedere menținerea cifrei octanice la nivelul actual ( $CO = 98$ ), sacrificînd însă puterea și consumul specific la plină sarcină prin reglarea avansului la limita de detonație  $\beta_{ld}$  (fig. 25.5) astfel că  $\beta_{ld} < \beta_{opt}$ . Pe măsură ce se reduce sarcina, scade pericolul de detonație, iar  $\beta_{ld}$  crește. Egalitatea  $\beta_{ld} = \beta_{opt}$  precizează sarcina cea mai mare (coeficientul de sarcină  $\kappa_{ld}$ ), la care motorul supracomprimat dezvoltă  $\eta_{emax}$  fără detonație. Pentru  $\kappa < \kappa_{ld}$  devine posibilă funcționarea pe caracteristica optimă de avans, deoarece  $\beta_{opt} < \beta_{ld}$ . Dispozitivul de reglare a avansului cu sarcina asigură  $\beta_{disp} \leq \beta_{opt}$  în mai multe feluri în funcție de soluția constructivă. Curba  $\beta_{disp1}$  urmărește îndeaproape pe  $\beta_{opt}$  ceea ce permite funcți-



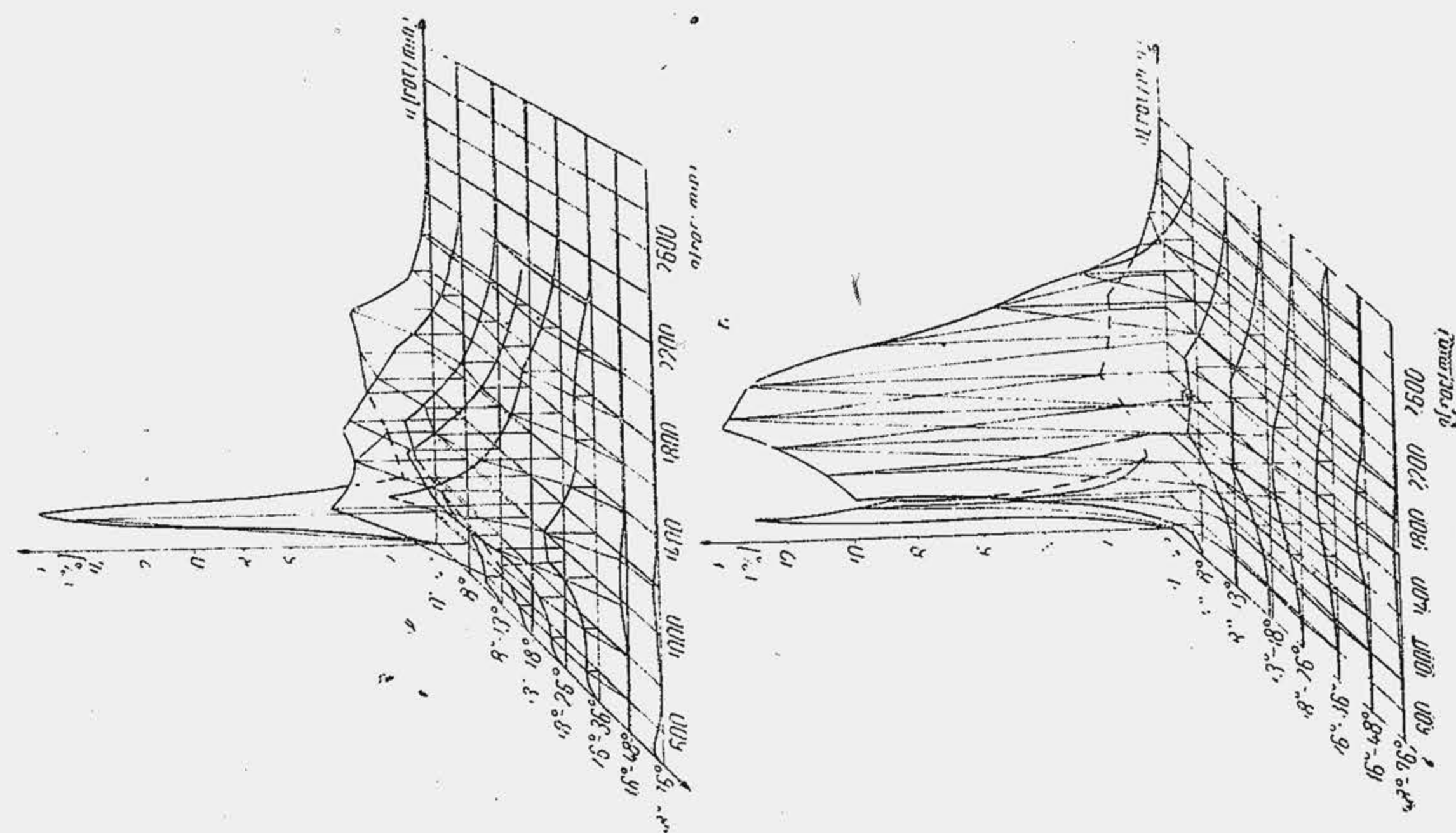
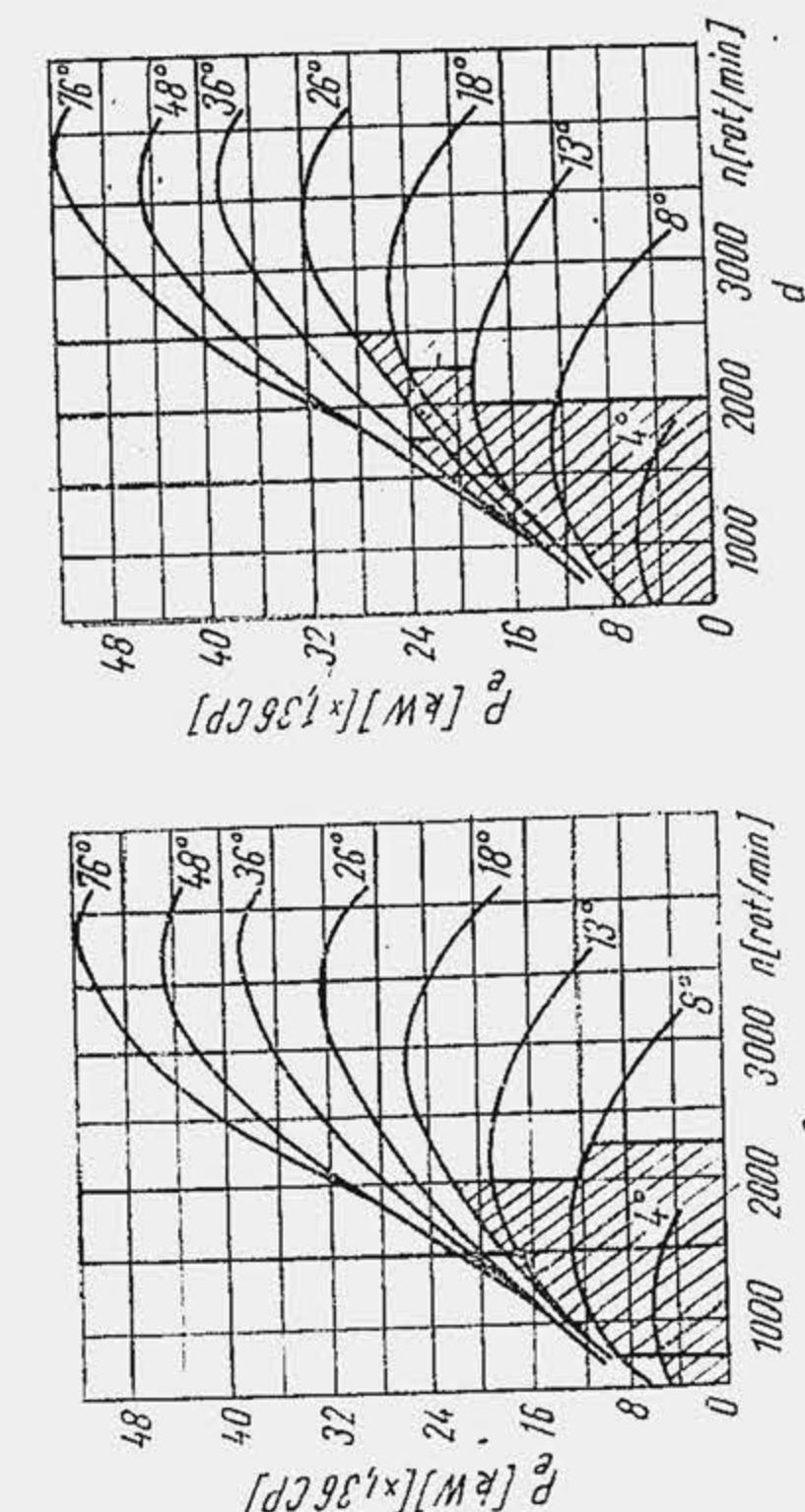
onarea pe caracteristica de consum  $c_{opt}$ , dar nu poate fi realizată cu sistemele actuale. Se crede că comanda electronică a avansului va deveni realizabilă în deceniul următor, va asigura avansul optim pentru orice regim și va permite o creștere a coeficientului  $\bar{\epsilon}$  cu 6...8%. Dispozitivele de astăzi furnizează o caracteristică de avans de tipul  $\beta_{disp2}$  iar  $c_{e2} > c_{opt}$ . Dar, la sarcini parțiale, motorul funcționează cu un  $\epsilon$  mare ceea ce asigură o creștere a coeficientului  $\bar{\epsilon}$  și deci o scădere a consumului  $\bar{C}_{100}$  cu 15...20%.

Aplicarea supracomprimării este justificată de faptul că un motor de autovehicul funcționează rar, uneori deloc, la plină sarcină. Cercetările efectuate cu motorul românesc ARO-L 25 [14] aplicat pe turismul „tot teren” ARO 240 și pe autofurgoneta TV12F arată că frecvența sarcinilor mari este neglijabilă (fig. 25.6, a și b), regimurile cele mai frecvente (suprafața hașurată) acoperind o mică parte din domeniul de funcționare a motorului (fig. 25.6, c și d). Presupunând că prin reglarea avansului la limita de detonație, un motor cu  $\epsilon = 10$  realizează la plină sarcină același  $c_e$  ca în condițiile  $\epsilon = 8$  (fig. 25.7, punctul 1) rezultă că în tot domeniul de sarcini reduse, pentru care  $\lambda < \lambda_{ia}$  se obține pe stand o reducere a consumului  $c_e$  de 15%. Influența rapoartelor înalte de comprimare la MAS se explică sub aspect termodinamic și cinetic (v. par. 5.5.3). Pentru o viteză medie de ardere de 0,03...0,05 (fig. 25.8),

$\eta_i$  este practic invariabil, dar se reduce repede cu aproape 50% când  $\bar{\epsilon} < 0,03$ , ceea ce se întâmplă la sarcini reduse din cauza presiunilor mici din cilindru. Or, valori ridicate ale lui  $\epsilon$  permit refacerea vitezei de ardere prin efectul pe care-l exercită asupra vitezei de reacție, ca urmare a creșterii presiunii și temperaturii, ceea ce reduce grosimea zonei de ardere din spatele frontului de aprindere. Mărind viteza de reacție, supracomprimarea permite totodată sărăcirea amestecului, ceea ce înseamnă arderea mai completă a combustibilului sau creșterea randamentului  $\eta_{in}$ . Astfel, s-a constatat că motorul funcționează la fel de stabil cu  $\lambda = 1,2$  ca și cu  $\lambda = 1,06$  când  $\epsilon = 12$  față de  $\epsilon = 9$ , ceea ce se ilustrează prin rezultatele obținute la încercări de cale, cu un motor de serie de 1,6 l (fig. 25.9). Din relațiile (2.21) și (1.35) rezultă  $c_e \lambda \sim \eta_v / p_e$ . S-a dovedit [6] că la reducerea sarcinii se obține pentru diferite motoare și diferite turații aceeași dependență  $c_e \lambda$  (fig. 25.10). Aceasta înseamnă că la sarcini parțiale, orice procedeu care asigură funcționarea motorului cu un  $\lambda$  mai mare va antrena o reducere a consumului specific  $c_e$ . S-a arătat (v. par. 5.5.1) că la sarcini parțiale  $\lambda_{opt} < 1$  pentru a reface viteza de reacție, micșorată de proporția mare de gaze reziduale în amestec. Prin supracomprimare devine posibilă refacerea vitezei de ardere fără îmbogățirea amestecului sau cu un grad mai mic de îmbogățire, ceea ce reprezintă un avantaj suplimentar ținând seama de corelația  $c_e \lambda \sim \eta_v / p_e$ .

În exemplul considerat anterior (v. fig. 25.7) s-a obținut un grad de supracomprimare  $GS = (10...8) \cdot 100/8 = 25\%$ . Se estimează că în anul 1990 se vor realiza motoare cu  $\epsilon = 12...14$  care vor funcționa cu  $CO = 98$ , ceea ce corespunde astăzi la  $\epsilon_{ia} \approx 8$ . Realizarea în perspectivă a unor grade înalte de supracomprimare ( $GS = (13 - 8) \cdot 100/8 = 62\%$ ) va fi posibilă numai dacă se va progresa și în domeniul perfecționării camerei de ardere. În anul 1976, M. M a y a realizat și brevetat o cameră de ardere care, aplicată pe un motor cunoscut astăzi sub denumirea de motorul „Fireball”, a permis aplicarea supracomprimării înalte, cu  $\epsilon = 13...14$ , asociată cu o anumită creștere a coeficientului de dozaj. Camera de ardere este plasată în chiulasă, în dreptul supapei de evacuare (fig. 25.11). Supapa de admisiune este retrasă față de marginea chiulasei cu 2...3 mm, iar spațiul de sub supapă este legat de camera de ardere

Fig. 25.6 Frecvența regimurilor de funcționare în funcție de turație și gradul de deschidere a obturatorului (a și b); zonele hașurate indică, pe caracteristica exterioră, regimurile cu frecvență de 85% (c) și 61% (d); diagramele corespund pentru motorul ARO-L-25 montat pe autoturismul „tot teren” ARO-240 (a și c) și pe autoturismul TV 12 F (b și d).





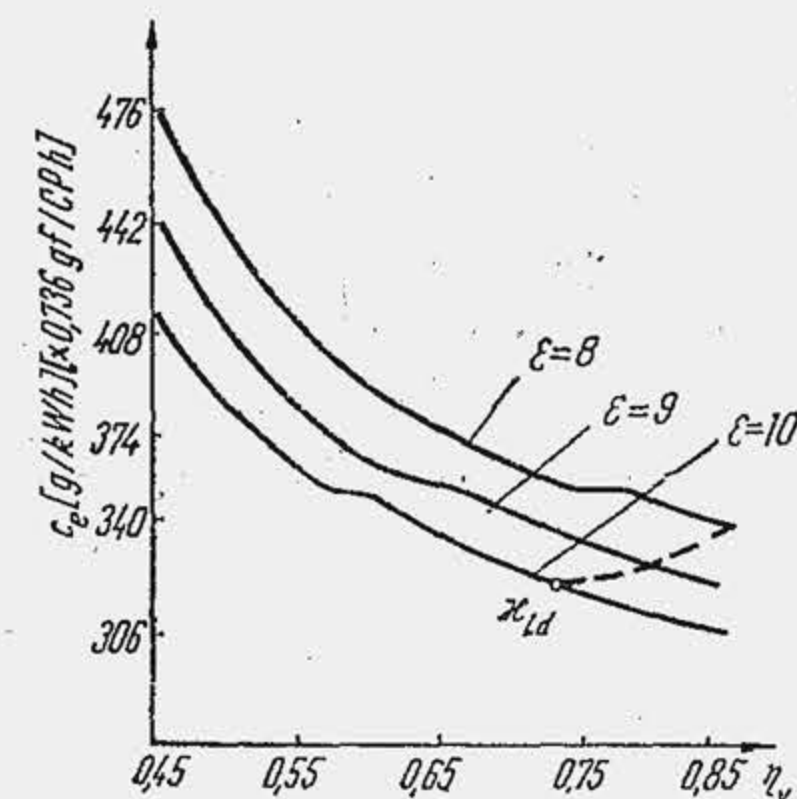


Fig. 25.7. Eficiența supracomprimării motorului la sarcini reduse.

prin un canal C. Spre sfârșitul cursei de comprimare, fluidul motor din dreptul supapei de admisiune este deplasat prin canalul C în camera de ardere, unde se organizează o mișcare de rotație. Bujia a fost plasată într-o zonă ferită de turbulența inițială pentru a se asigura stabilitatea aprinderii. Camera de ardere a fost aplicată pe un motor de serie VW de 1,5 l, la care s-a mărit raportul de comprimare de la 9,7 la 16 dar s-a menținut nivelul inițial de putere și cifră octanică. Caracteristica de consum  $C_{100}$  (b) și izoparametricile de consum specific (c) arată performanțe deosebite, obținute mai ales la viteze mici de înaintare și în comparație cu alte motoare cu soluții clasice. Economia de combustibil este de 15...20%. Totodată, s-a obținut reducerea lui  $c_{emm}$  sub 200 g/kWh (175gf/CPh).

Camera de ardere Toyota reprezintă o încercare recentă destinată strict arderii amestecurilor sărace. Camera de ardere este divizată în două compartimente (fig. 25.12, a). În cursa de comprimare, amestecul omogen din cilindru trece în camera separată. Arderea inițiată de scînteie în camera separată produce un jet de gaze fierbinți în cilindru, care trece cu viteză mare prin

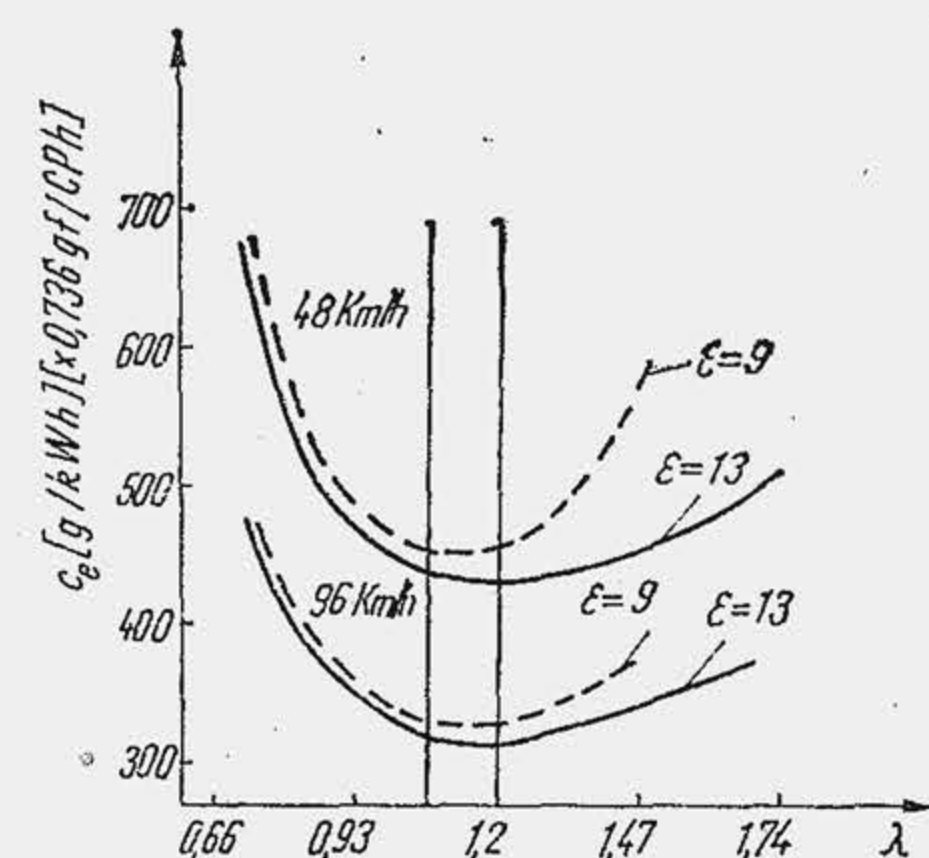


Fig. 25.9. Influența coeficientului de dozaj asupra consumului specific de combustibil în condițiile supracomprimării.

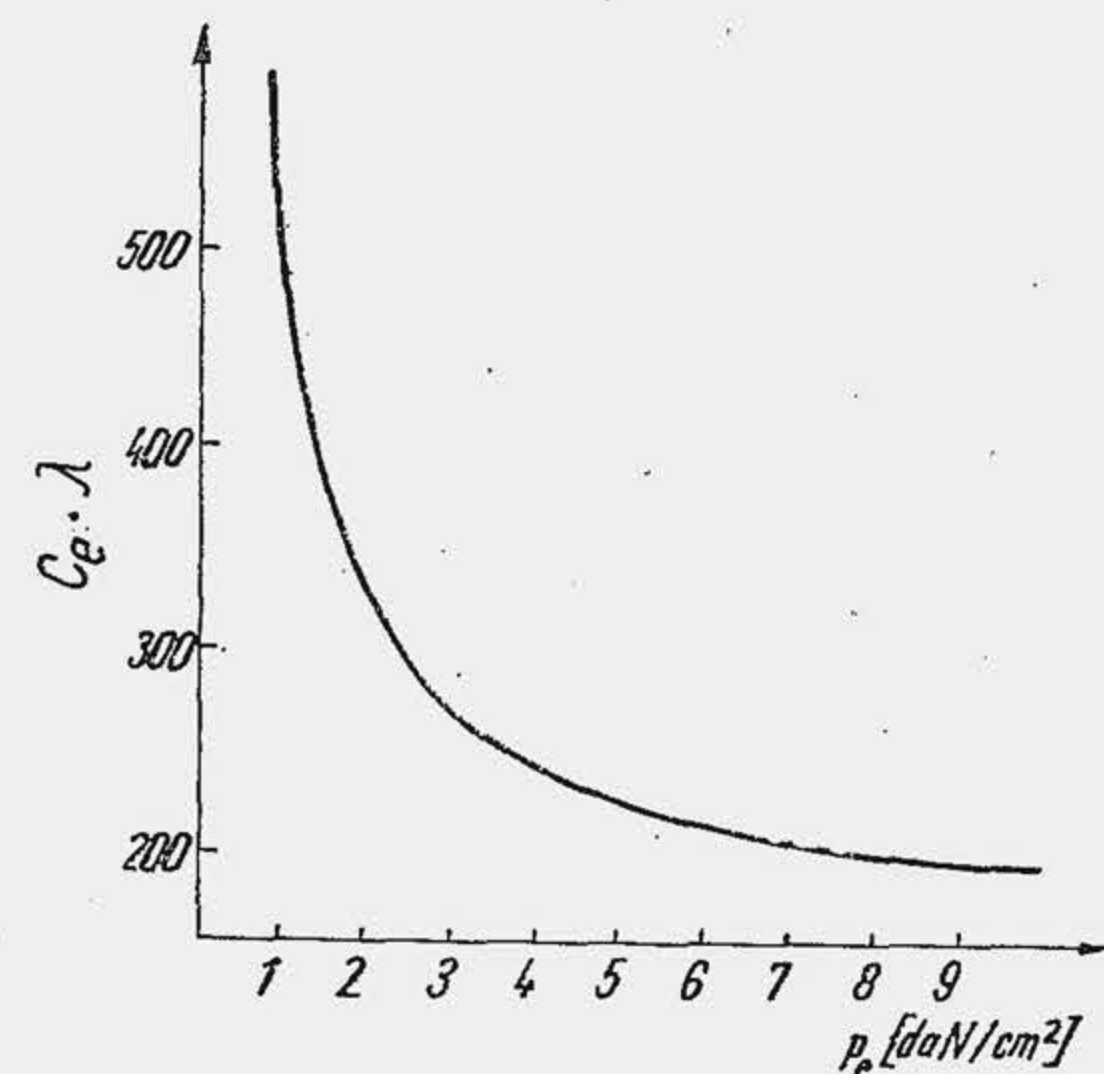


Fig. 25.10. Dependența produsului  $c_e \cdot \lambda$  de presiunea medie efectivă.

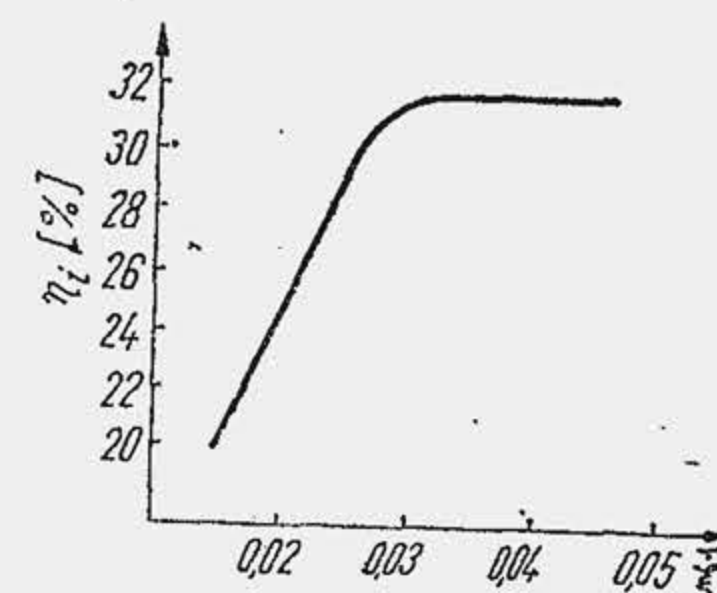


Fig. 25.8. Dependența randamentului indicat de viteza relativă medie de ardere.

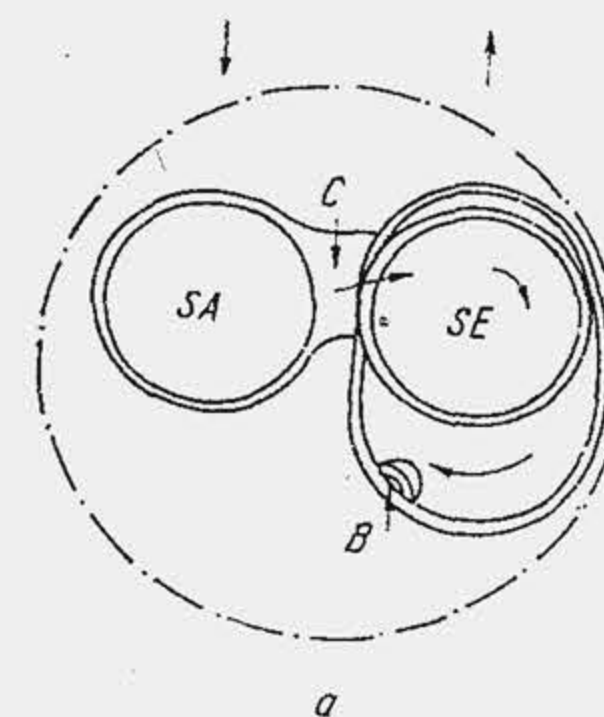
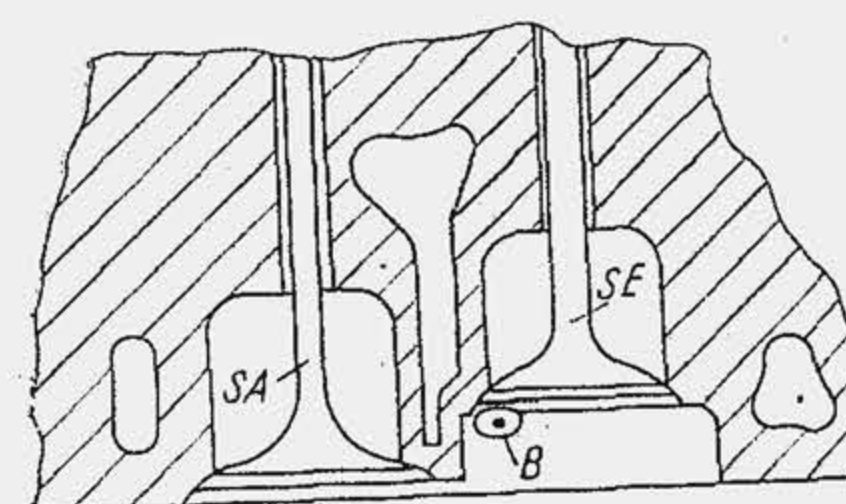
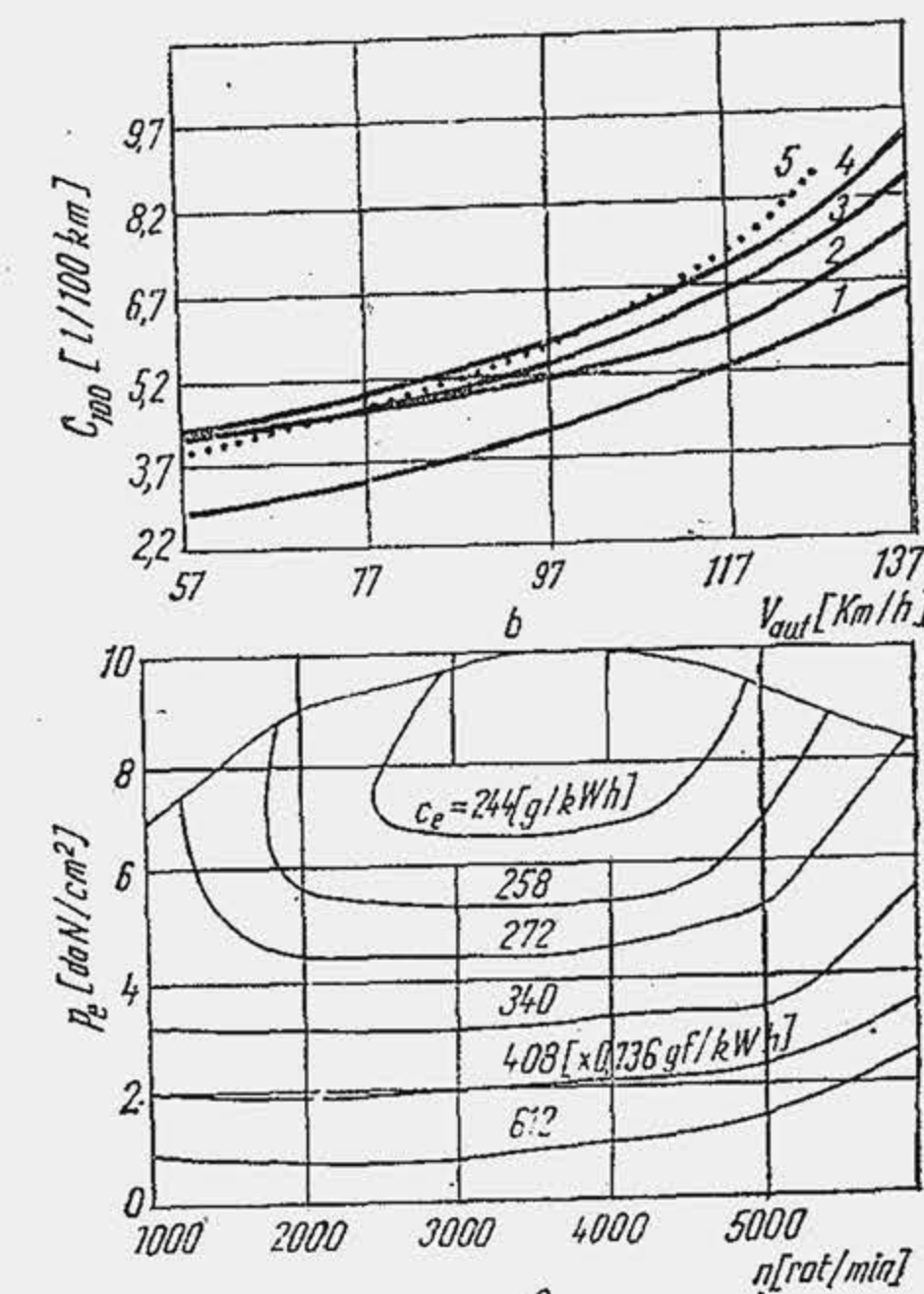


Fig. 25.11. Camera de ardere „Fireball” (a) și performanțele ei (b, c).



orificiul de legătură și induce în camera de volum variabil o turbulență intensă. Raportul  $A_0/V_{cs}$ , dintre aria orificiului de legătură și volumul camerei separate are un rol hotărîtor. Procedul permite arderea amestecurilor sărace pînă la

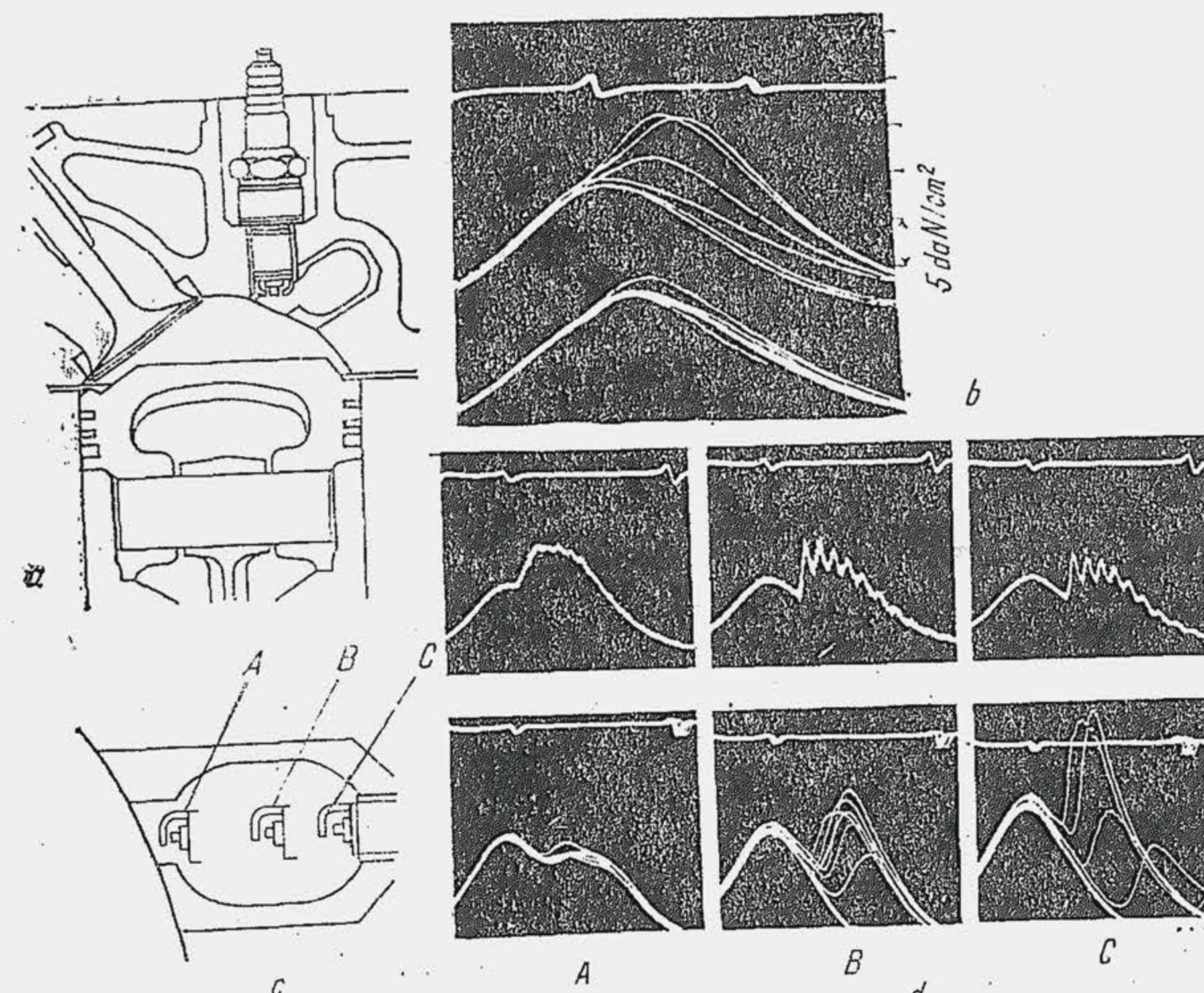


Fig. 25.12. Camera de ardere „Toyota” și influența ei asupra gradului de dispersie ciclică.



$\lambda = 1,32 \dots 1,5$  cu o dispersie ciclică minimă (b). Pentru  $\lambda = 1,3$  s-a obținut o reducere a consumului specific de combustibil. Stabilitatea aprinderii este puternic influențată de poziția bujiei. Prin deplasarea bujiei spre orificiul de ieșire (c) s-a redus sensibil gradul de dispersie ciclică (d), ceea ce atrage atenția că gazele reziduale au o influență importantă asupra dispersiei ciclice care nu a fost suficient studiată pînă astăzi [7]. Procedul n-a fost asociat cu supracomprimarea înaltă.

**Stratificarea amestecului.** Prin stratificarea amestecului se înțelege distribuția neuniformă a combustibilului în fluidul motor cu formarea unor cîmpuri de concentrație în camera de ardere, caracterizate prin amestecuri bogate în dreptul bujiei și amestecuri sărace în zona opusă bujiei. Dacă  $\lambda$  este coeficientul mediu de dozaj al amestecului din cilindru, atunci în dreptul bujiei rezultă  $\lambda_B = \lambda - \Delta\lambda$ , iar în zona opusă bujiei  $\lambda_{ZOB} = \lambda + \Delta\lambda$ , unde  $\Delta\lambda > 0$ . Scopul principal al stratificării este de a arde amestecuri sărace cu un coeficient mediu  $\lambda > 1$ . Ideile fundamentale ale stratificării sînt: 1) de a iniția arderea în amestecuri bogate ceea ce asigură o mare stabilitate la aprindere și reducerea gradului de dispersie ciclică; 2) de a dezvoltă arderea în amestecuri sărace, ceea ce asigură un randament superior. S-au dezvoltat două procedee de stratificare a amestecului: 1) stratificarea cu cameră de ardere unitară (fără divizarea camerei de ardere); 2) stratificarea cu cameră de ardere divizată. În ambele cazuri amestecul se prepară prin carburajie, prin injecție, sau prin ambele procedee. Stratificarea cu prepararea amestecului prin carburajie pretinde de obicei o a treia supapă (de aici denumirea de *motor cu trei supape*).

Sistemul Ford Proco (Programmes combustion) reprezintă un procedeu de stratificare cu cameră unitară (fig. 25.13, a), bazat pe injecția de benzină în dreptul bujiei, spre sfîrșitul cursei de comprimare.

Stratificarea amestecului prin divizarea camerei de ardere a fost aplicată în anul 1973 pe motorul de serie Honda CVCC, de 4 cilindri, 1948 cm<sup>3</sup>, care dezvoltă 47,8 kW (65 CP) la 5 000 rot/min. Compartimentul de volum constant (fig. 25.13), în care se plasează bujia este alimentat cu amestec bogat, de un carburator independent prin o supapă auxiliară (motor cu trei supape). Sistemul permite arderea unor amestecuri foarte sărace dar conduce la o creștere a consumului specific de combustibil cu 10% și o reducere a puterii cu 10...30%. N-a fost asociat cu supracomprimarea înaltă.

O cameră de preardere fără supapă, cu stratificare prin injecție de benzină a fost montată în chiulasa unui motor VW, cu  $\epsilon = 9$  (fig. 25.14, a). Amestecul din cilindru este preparat separat prin injecție cu comandă electronică, frac-

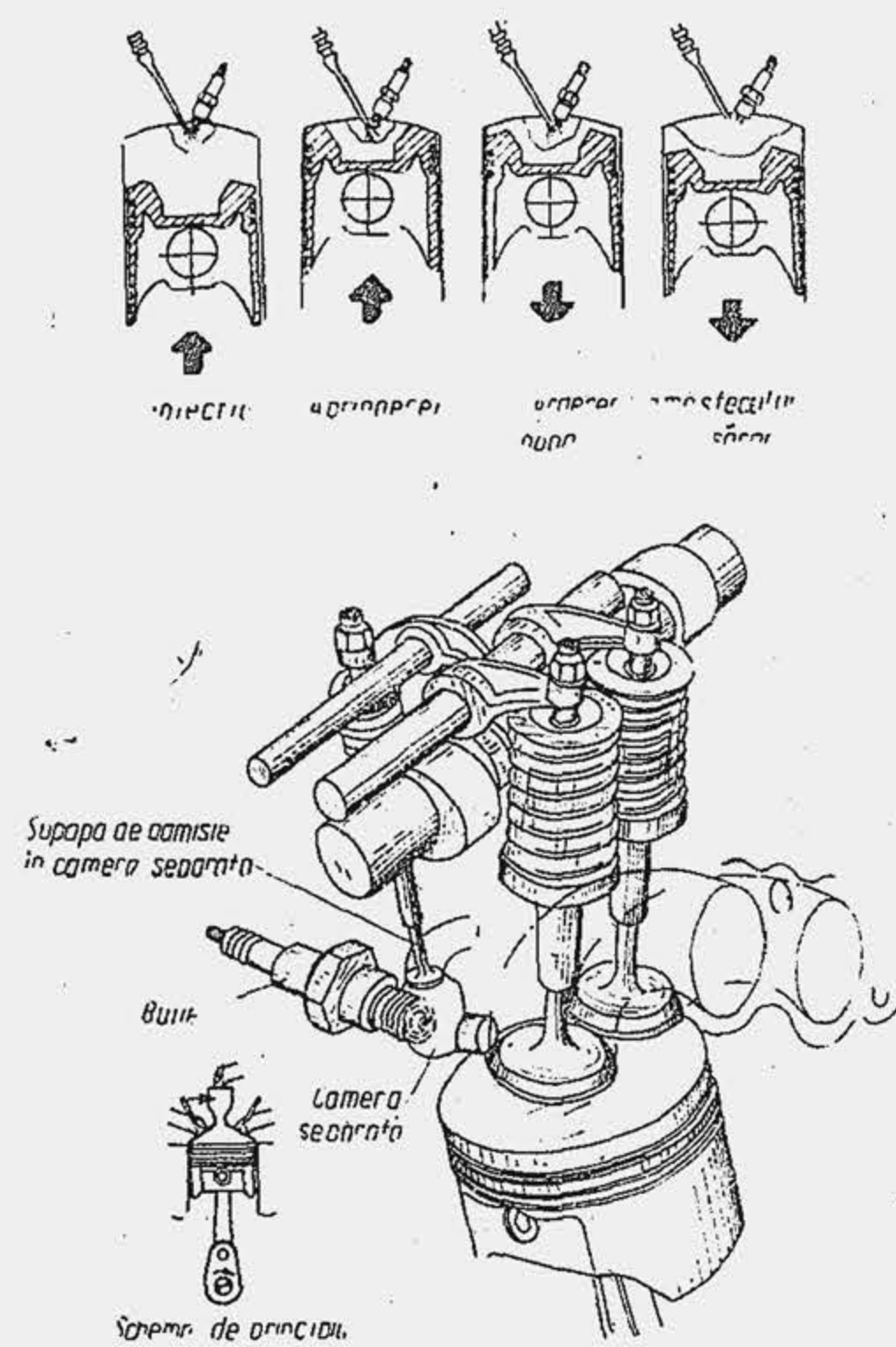


Fig. 25.13. Procedee de ardere „Proco” și „CVCC”.

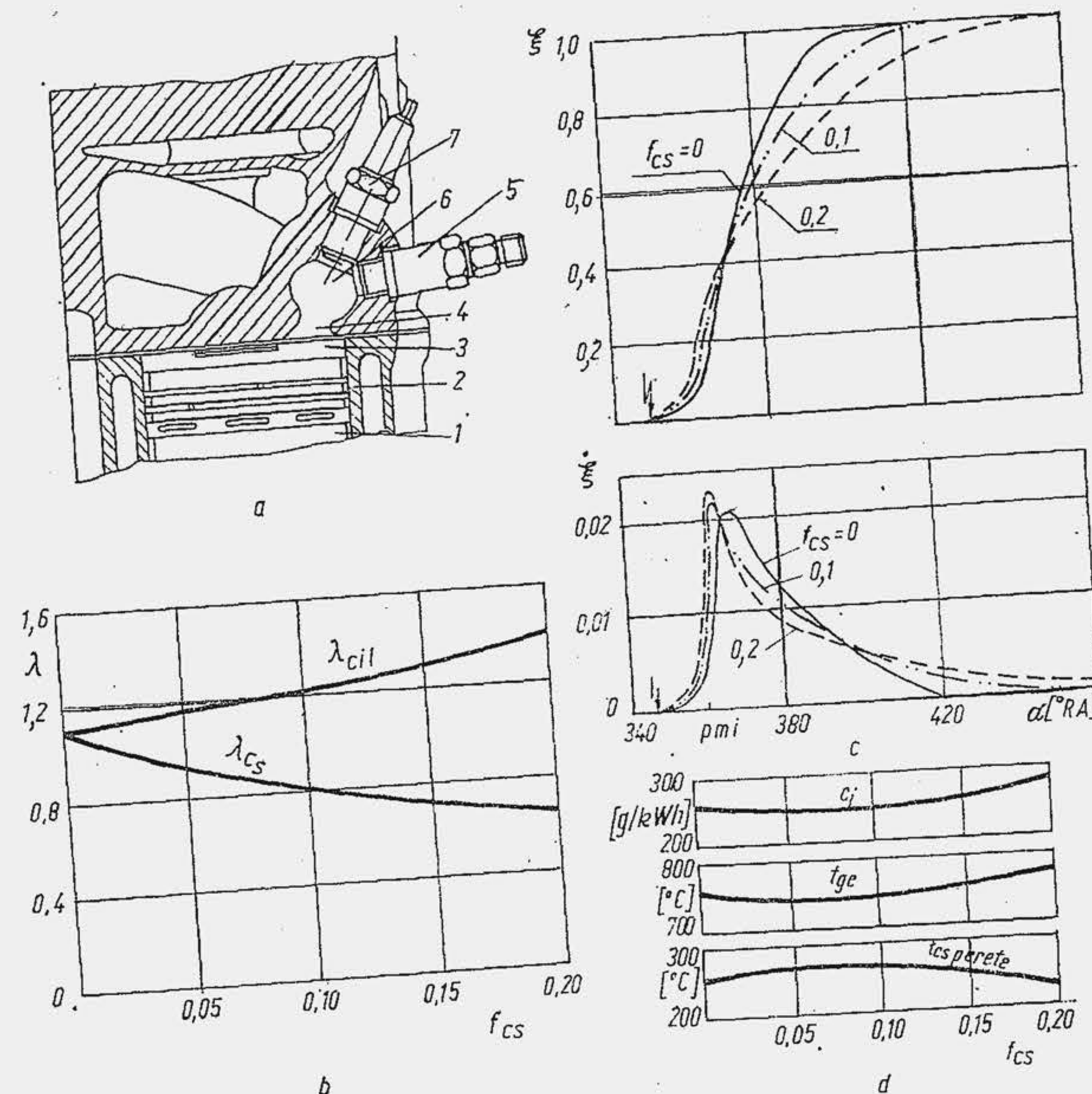


Fig. 25.14. Camera de ardere divizată VW cu injecție de benzină și performanțele ei.

țiunea principală din doză  $f_p$  fiind injectată în galeria de admisiune, în fața supapei; o fracțiune redusă din doza de combustibil  $f_{cs}$  este injectată în timpul cursei de comprimare în camera separată ( $f_{cs} + f_p = 1$ ), unde se aprinde prin scînteie. Camera separată, de volum  $0,22 V_c$  (pentru  $V_c$  v. rel. 1.3), a fost confecționată din oțel rezistent la temperaturi înalte; introdusă în chiulasă ea atinge o temperatură ridicată. La un coeficient mediu de dozaj  $\lambda = 1,1$ , s-a atinge o temperatură ridicată. Viteza diferențiat amestecul în cele două camere modificînd fracțiunea  $f_{cs}$  (b). Viteza maximă de ardere  $\xi_{max}$  în cilindru a rămas practic neschimbată în funcție de  $f_{cs}$ , dar durata arderii s-a amplificat sensibil la creșterea fracțiunii  $f_{cs}$  (c), ceea ce explică în parte și creșterea consumului specific pentru  $f_{cs} > 0,1$ ; mai important este faptul că pentru  $f_{cs} > 1$ , arderea decurge incomplet, concentrația de CO crește sensibil.

O cameră separată de preardere (fig. 25.15, a) cu injecție de benzină și supapă de baleiaj ( $V_{cs} = 0,29 V_c$ ), a fost încercată pe un motor CFR, la  $\epsilon = 11,2$ . Ajutajul de legătură a fost desenat în trei variante iar încercările au condus la un rezultat de excepție: consumul specific indicat nu variază practic cu sarcina.

Camera de ardere SKS Porsche ( $\epsilon = 8,5$ ) este alcătuită din două compartimente, cu injecție în conducta de admisiune și în camera separată în care se fixează bujia. Modificînd volumul  $V_{cs}$  în limitele  $(0,03 \dots 0,6) V_c$  s-a găsit că



rezultatele sînt satisfăcătoare dacă  $V_{cs} \leq 0,2 V_c$ . Înregistrarea presiunii în camera separată și în camera principală arată că fluidul motor nu se deplasează în timpul sau după ardere, din cilindru în camera separată.

Camera de ardere British Leyland a fost realizată prin transformarea unui motor diesel cu camera de preardere. S-au micșorat dimensiunile camerei de preardere și s-a redus  $\epsilon$  la 9,5. Motorul a fost alimentat cu un carburator iar în camera separată s-a montat a treia supapă.

Comparînd consumurile specifice minime pentru motoare cu procedee diferite de stratificare (fig. 25.16) se observă că ele variază în limitele 250...300 g/kWh (182...222 gf/CPh) și înregistrează diferențe mari, peste 50% la sarcini reduse. Din încercarea diferitelor tipuri de cameră de ardere cu amestec stratificat (s-au propus peste 200 de variante) se poate conchide că ele nu dau încă satisfacția deplină în ceea ce privește reducerea consumului de combustibil, deși toate reușesc să funcționeze cu amestecuri sărace. Ele au fost elaborate mai ales pentru reducerea emisiunilor poluante (v. cap. 26) și s-au dovedit parțial eficiente sub acest aspect.

Pentru economia de combustibil, limita principală a procedeelor este creșterea adîncimii zonei de ardere din spatele frontului de aprindere, ceea ce amplifică durata arderii. Încă de la început a fost dovedit că o cameră divizată pretinde o benzină cu cifră octanică mai redusă cu circa 10...15 unități, datorită jetului de gaze fierbinți. Acest avantaj se pare că nu a fost pus încă în valoare, deoarece toate cercetările cu camere divizate s-au făcut la rapoarte de comprimare egale sau apropiate de cele ale motoarelor standard. Este rațio-

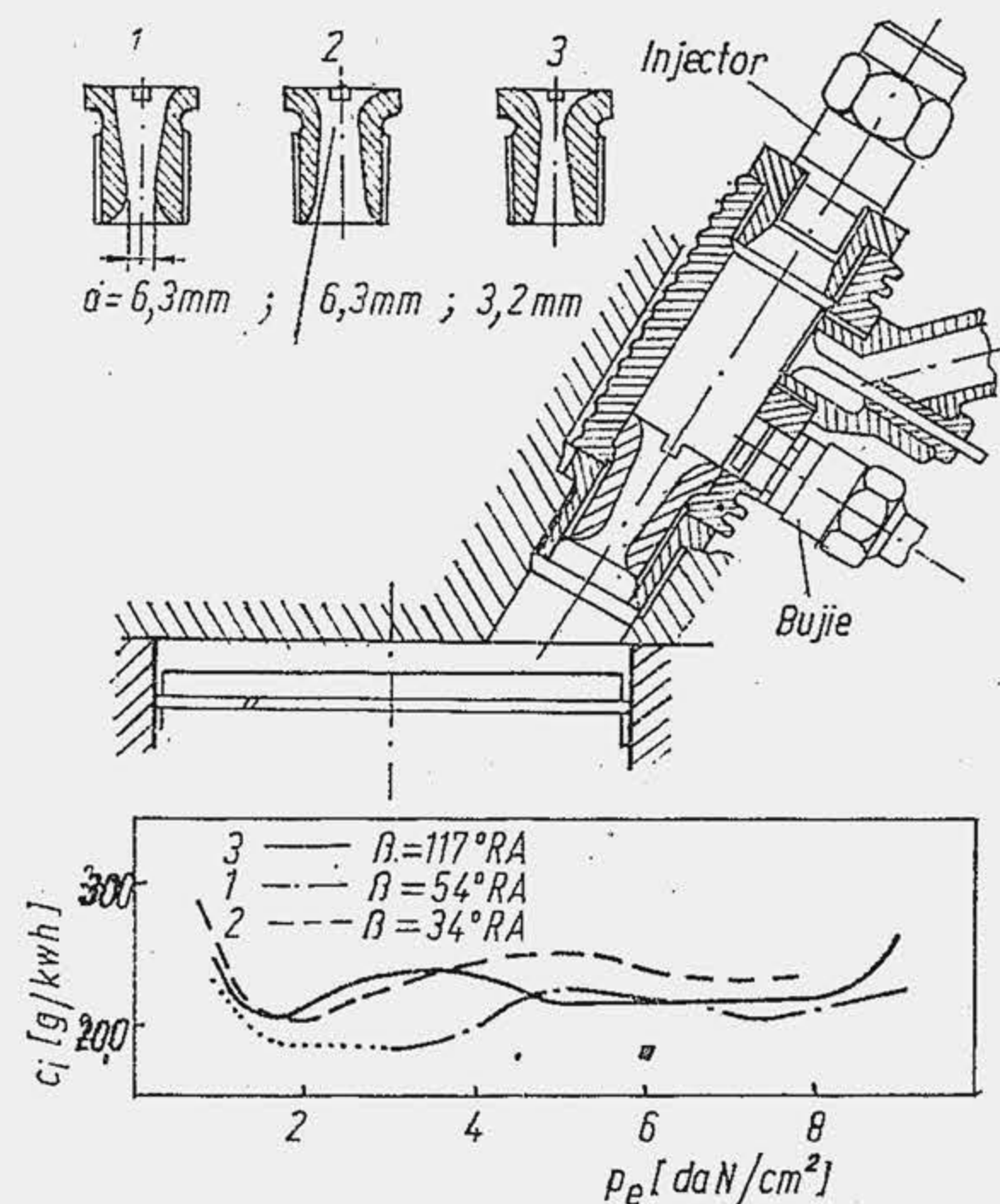


Fig. 25.15. Camera de ardere a unui motor cu trei supape și injecție de benzină.

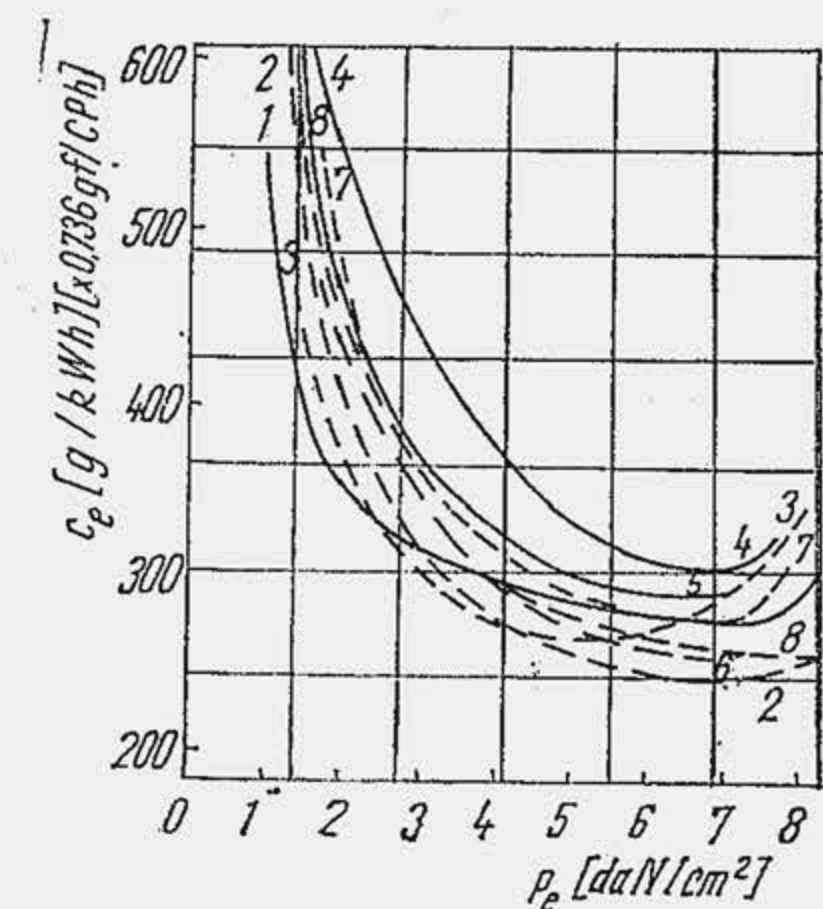


Fig. 25.16. Comparatie între performanțele de consum specific ale unor camere de ardere:

1 - British Leyland (1,185 l); 2 - British Leyland (1,5 l); 3 - Texaco; 4 - Honda CVCC; 5 - Porsche; 6 - VW1; 7 - VW2; 8 - British Leyland standard.

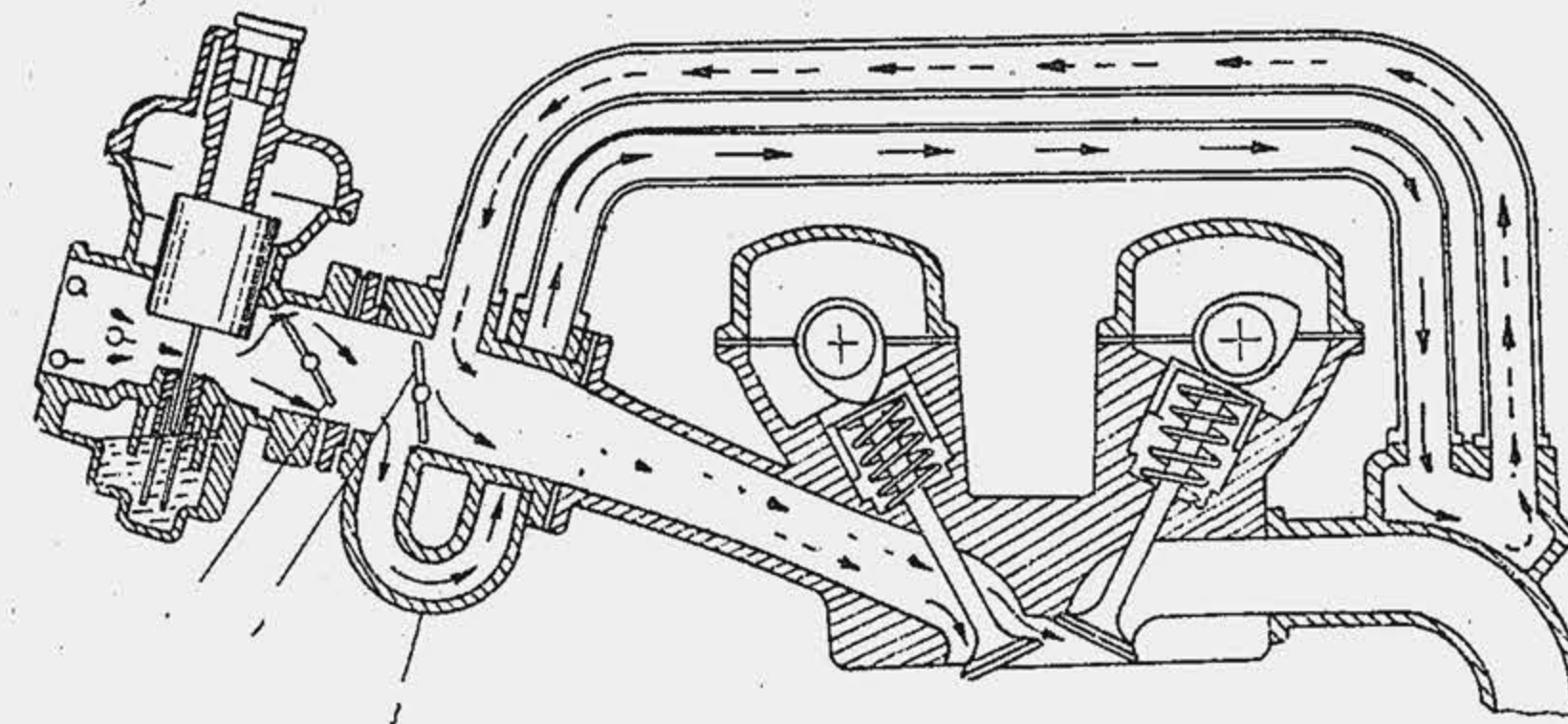


Fig. 25.17. Încălzirea intensă a amestecului la sarcini reduse.

nală experimentarea camerelor divizate în condiții de supracomprimare înaltă și sărăcire avansată a amestecului deoarece astfel s-ar asigura arderea completă a amestecului și reducerea duratei de ardere, prin micșorarea zonei de reacție din flacără. Asocierea stratificării amestecului cu supracomprimarea înaltă apare ca un deziderat pentru cercetare.

**Perfecționarea carburatorului.** Formarea amestecului prin carburatie este deficitară în câteva privințe și anume: 1) vaporizarea și amestecarea benzinei cu aer, mai ales la sarcini mici; 2) distribuția uniformă a amestecului între cilindri; 3) capacitatea de răspuns la cerințele de cale, în regimurile tranzitorii. Vaporizarea și amestecarea se intensifică prin: 1) mărirea vitezei de curgere prin camera de amestec și prin conductele de admisiune; 2) sporirea gradului de încălzire a amestecului. Ambele procedee sînt restrictive pentru performanțele de vîrf. De aceea, perfecționarea carburatorului s-a dezvoltat în direcția diferențierii condițiilor de preparare a amestecului în regimurile de vîrf și regimurile de sarcini mici și mers încet.

În conducta principală (fig. 25.17) se prevede o derivație 1 cu secțiunea mai mică (se mărește viteza de curgere) care încălzește amestecul. În carburator se prevăd două clapete: clapeta 2 controlează amestecul la mers în gol și sarcini mici; clapeta 3 intră în funcțiune la  $\approx 50\%$  din sarcina maximă. La sarcină totală, ambele obturatoare sînt deschise iar amestecul se deplasează direct spre galeria de admisiune datorită rezistențelor mai mici de curgere. Mărirea vitezei de curgere la sarcini mici se obține prin confecționarea carburatorului cu două trepte de amestec. O soluție recentă o constituie carburatorul cu trei camere de amestec (fig. 25.18); treapta I are o singură cameră de amestec, ceea ce amplifică sensibil viteza de curgere; treapta a II-a are două camere de amestec care lucrează în paralel și asigură performanțele de vîrf (viteză de curgere moderată, distribuție mai uniformă a combustibilului); Treapta a II-a intră în func-

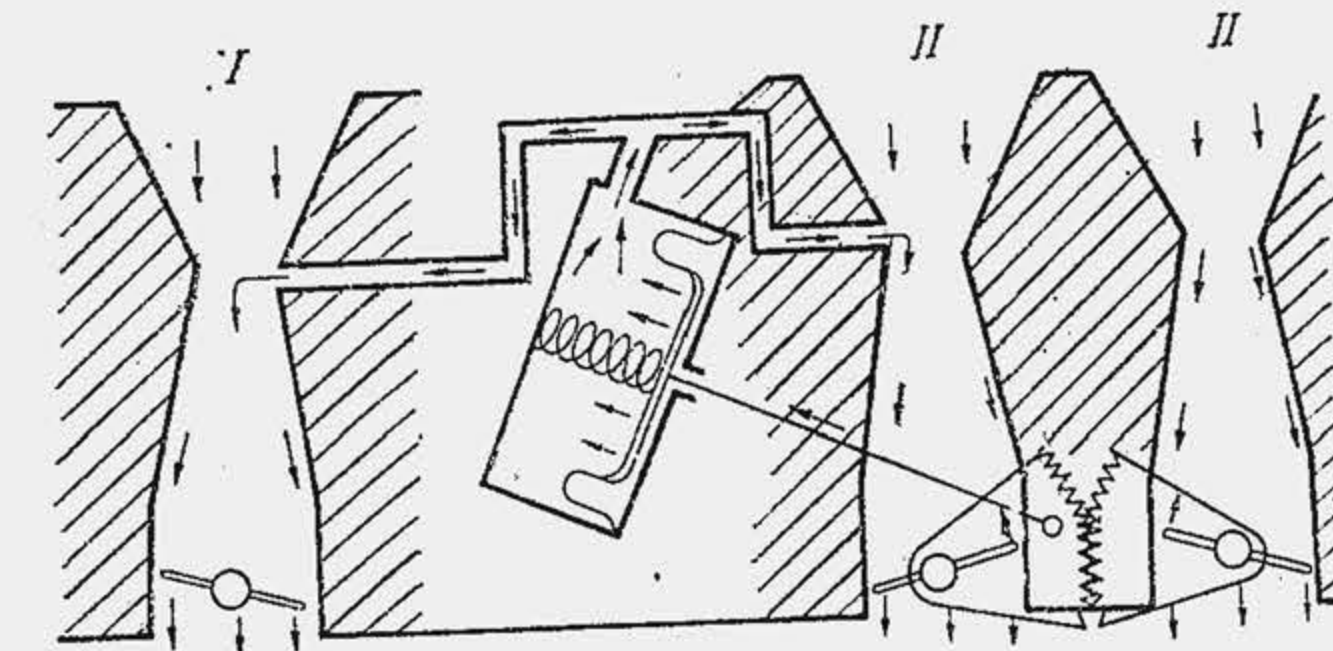


Fig. 25.18. Carburator cu trei camere de amestec.



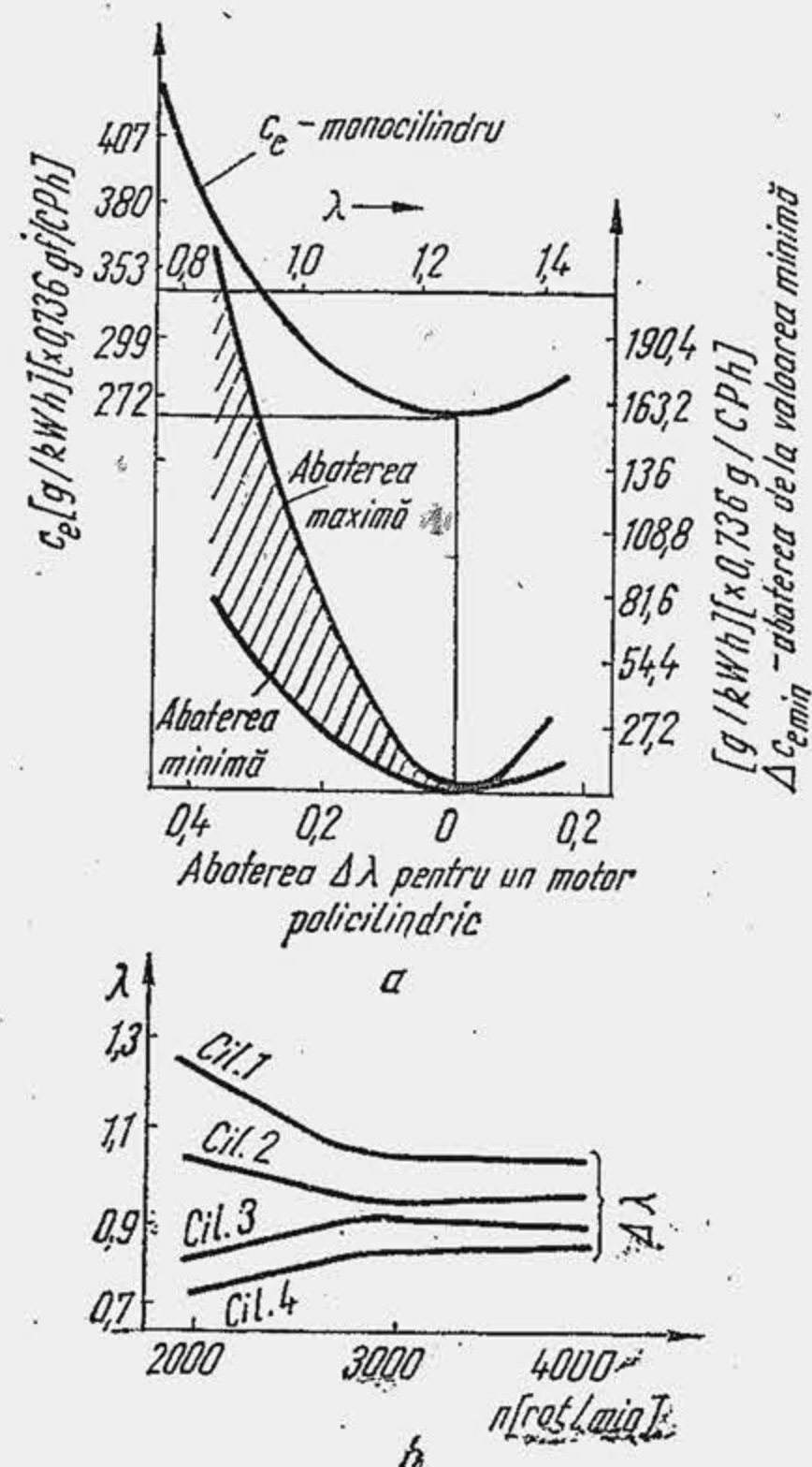


Fig. 25.19. Abaterile de la coeficientul mediu de dozaj.

colectoare de admisiune, unul pentru sarcini mici, cu secțiune redusă și încălzire intensă, altul, pentru sarcini mari, cu secțiune sporită, fără încălzire. În primul caz s-a redus  $\Delta\lambda$  de la 0,55 la 0,08, astfel că la 1/2 din sarcina totală  $c_g$  s-a redus de la 340 g/kWh (250 gf/CPh) la 285 g/kWh (210 gf/CPh). Orice inițiativă în acest domeniu este încă de mare actualitate dacă se menține la nivelul unei soluții simple sub raport constructiv.

Dintre regimurile tranzitorii, regimul de mers în gol forțat s-a bucurat de o atenție sporită, dat fiind că în acest regim motorul consumă combustibil deși nu trebuie să efectueze lucru mecanic. La mers în gol forțat obturatorul este în poziția de mers în gol, dar turația motorului este mai mare decât turația de mers în gol, motorul fiind antrenat de roțile automobilului. Singurul dispozitiv în funcțiune este dispozitivul de mers în gol, care furnizează chiar o cantitate sporită de combustibil, depresiunea din spatele obturatorului fiind foarte mare. Soluția cea mai simplă de economisire a combustibilului este de a întrerupe alimentarea cu combustibil în acest regim, ceea ce revine la scoaterea din funcțiune a dispozitivului de mers în gol. Dispozitivul care realizează această sarcină (fig. 25.20, a) este alcătuit din camera C, separată în două compartimente de membrana M și prevăzută cu trei orificii: orificiul 1, de legătură cu mediul ambiant; orificiul 2, de legătură cu tubul de mers în gol MG; orificiul 3, de legătură cu zona din spatele obturatorului. Pe membrana acționată de arcul A se fixează supapa S. La turația de mers în gol forțat, membrana învinge tensiunea arcului și eliberează orificiul 2; tubul MG se pune în legătură cu atmosfera și încetează funcționarea. Soluția este cunoscută de mult, dar procedeul s-a dovedit obiecționabil deoarece nu asigură

țione prin comandă pneumatică (v. fig. 17.37). Carburatoarele în trepte sau cu încălzire diferențiată reprezintă soluții mai complicate care nu s-au generalizat. Încălzirea diferențiată a amestecului în raport cu sarcina și amplificarea vitezei de curgere la sarcini mici permite reducerea gradului de îmbogățire a amestecului și distribuția mai uniformă a combustibilului între cilindri.

Se apreciază că dacă s-ar elimina neuniformitatea dozajelor dintre cilindri, motoarele ar funcționa cu  $\lambda_p = 0,95$  în loc de 0,8...0,85 și cu  $\lambda_{ec} = 1,2...1,3$  în loc de 1,08...1,15 (v. par. 5.5.1). Carburatoarele simple conduc la abateri  $\Delta\lambda = \pm 0,4...0,5$  față de dozajul mediu ( $\lambda_{carb}$ ) preparat în carburator, ceea ce mărește consumul specific față de valoarea determinată la motorul monocilindric (fig. 25.19, a). La reducerea turației, abateri  $\Delta\lambda$  crește sensibil (b), deoarece vitezele de curgere se micșorează și vaporizarea decurge incomplet. Faptul că vaporizarea insuficientă răspunde de distribuția neuniformă a combustibilului a fost evidențiat prin alimentarea motorului cu combustibil gazos când abaterile  $\Delta\lambda$  s-au redus pînă la 0,02...0,04. S-au experimentat două

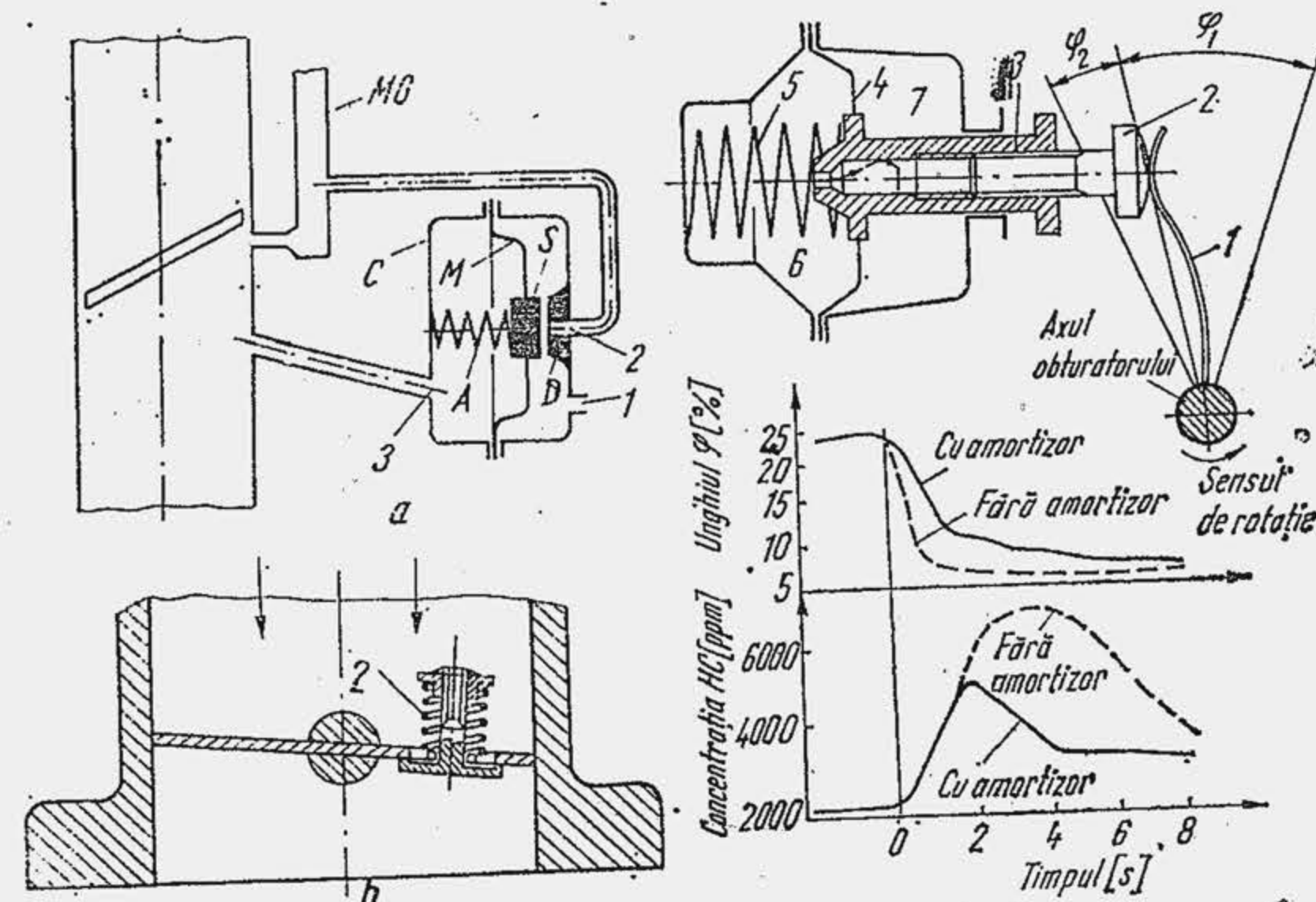


Fig. 25.20. Dispozitive pentru mersul în gol forțat.

revenirea promptă la intrarea motorului în sarcină. S-a stabilit că timpul de revenire este de 1,4 s, dintre care 0,6 s pentru deplasarea benzinei prin carburator, iar 0,8 s pentru deplasarea prin conducta de admisiune. Pentru un trafic aglomerat timpul de revenire compromite securitatea circulației. Recent s-au adoptat legiferări care limitează timpul de revenire la 0,3...0,4 s. De-a lungul anilor s-au brevetat peste 100 de dispozitive, dar numai câteva din ele s-au aplicat. O soluție simplă aplicată pe un turism Volvo constă din supapa 1 (b) fixată pe obturator și controlată de arcul 2. În regimul de mers în gol forțat supapa se deschide, depresiunea se micșorează, iar dispozitivul de mers în gol se dezamorsează parțial, ceea ce nu compromite efectul de frînare executat de motor și sărăcește amestecul. Un dispozitiv de amortizare (dash—pot) micșorează viteza de închidere a obturatorului. La eliberarea bruscă a pedalei de accelerare, pîrghia 1 (c) fixată pe axul obturatorului are o cursă liberă  $\phi_1$ , după care se sprijină pe șurubul 2 introdus în bușa 3, fixată de membrana 4, acționată de arcul 5. Camera de presiune 6 se umple cu ulei sau aer; pe porțiunea  $\phi_2$  pîrghia se deplasează lent pe măsură ce uleiul trece din camera de presiune 6 în interiorul bușei prin orificiul calibrat și apoi în compartimentul 7. Eficiența dispozitivului se arată în (d).

**Injectia de benzină cu comandă electronică.** Cu 25 ani în urmă, injectia de benzină a fost aplicată pentru prima dată la un motor de turism (în anul 1954, Mercedes-Benz aplică un sistem de injecție directă în cilindru, la turismul sport 300 SL, asemănător cu sistemul de la motorul diesel, iar în anul 1957 realizează sistemul de injecție indirectă și continuă în poarta supapei de admisiune). Avantajele injectiei de benzină au fost deja menționate (v. cap. 18); procedeul n-a găsit răspîndire în trecut din cauza costului ridicat și a dificultăților de întreținere. În ultimii ani injectia de benzină se bucură din nou de atenție, deoarece, completată cu comandă și control electronic, este în măsură să asigure performanțe net superioare în trei direcții: 1) reducerea consumului de combustibil; 2) reducerea emisiunilor nocive; 3) ridicarea gradului de securitate a conducerii turismului. În anul 1978 peste un milion de turisme au fost echipate cu sistemul de injecție K și L — Jetronic. Superioritatea sis-



temului de injecție cu comandă electronică se manifestă în: 1) precizia de dozare a combustibilului în aer; 2) uniformitatea dozării combustibilului între cilindrii, abaterile de la valoare medie fiind  $\Delta\lambda = 0,03 \dots 0,05$ ; 3) separarea și controlul independent al funcțiilor de dozare. Injecția cu comandă electronică a devenit posibilă prin realizarea unui injector acționat electric, care permite comanda electronică a deschiderii și este de construcție foarte simplă în raport cu injectorul motorului diesel. Injecția se produce discontinuu, în galeria de admisiune, în fața supapei fiecărui cilindru.

Injectorul este un sistem cu un pulverizator 1, cu orificiul controlat de un ac 2, cu sau fără știft (fig. 25.21, a), sprijinit pe tija 3. Acul este menținut pe sediu de un arc 4 și este comandat de un solenoid 5 care primește impulsul de comandă de la un bloc electronic. Injecția de combustibil se produce sub acțiunea unei diferențe constante de presiune, de  $\approx 2 \text{ daN/cm}^2$ . În acest scop un regulator de presiune este prevăzut în circuitul de alimentare cu benzină, care, în funcție de presiunea (depresiunea) din conductă de admisiune, reglează presiunea din circuit. Pe această cale doza de combustibil poate fi controlată cu mare precizie și devine dependentă numai de durata de deschidere a supapei, care trebuie să fie de  $2,5 \dots 9 \text{ ms}$ , cu o durată de ridicare de  $1,5 \dots 1,7 \text{ ms}$  și de așezare pe sediu de  $1,0 \dots 1,2 \text{ ms}$ . Durata impulsului de comandă se stabilește de către blocul electronic pe baza programului memorat, în funcție de sarcină și turație. Blocul primește două semnale electrice, unul, de la un dispozitiv care precizează poziția obturatorului, altul de la distribu-

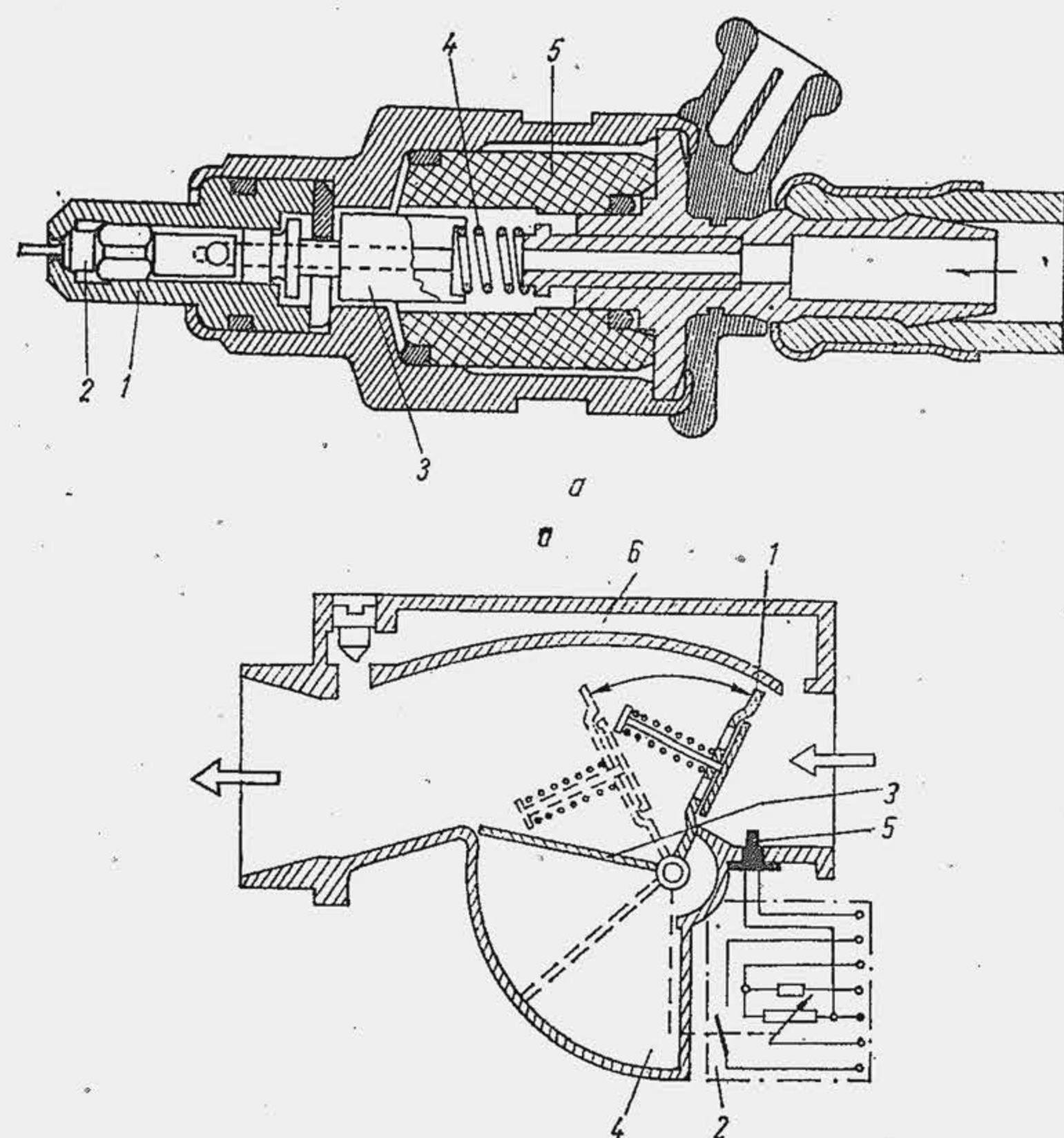


Fig. 25.21. Supapă-injector pentru injecție discontinuă în galeria de admisiune (a); dispozitiv pentru determinarea debitului de aer (b).

torul de aprindere, care precizează turația. S-a verificat experimental că injecția de benzină se poate declanșa în diferite momente ale procesului de admisiune, fără implicație pentru ardere. Aceasta a permis simplificarea blocului de comandă care poate asigura intrarea succesivă și nu simultană în funcțiune a supapelor-injector.

Debitul de aer se determină prin înregistrarea presiunii absolute și temperaturii aerului din conducta de admisiune, semnale care se transformă în densitate în blocul electronic; fiind înregistrată și turația, rezultă debitul de aer. Procedul s-a dovedit nesatisfăcător, de aceea s-a dezvoltat recent un dispozitiv special pentru măsurarea debitului de aer. Dispozitivul este alcătuit din o clapetă 1 (fig. 25.21, b) care se introduce în circuitul de aer; clapeta, fixată pe un ax se rotește sub acțiunea depresiunii și acționează un potențiomtru 2 care transformă unghiul de rotație  $\alpha$  într-un semnal de tensiune și-l transmite blocului electronic de comandă (BEC). Relația dintre tensiune și unghiul de rotație este neliniară, ceea ce este convenabil deoarece și relația dintre debitul de aer și unghiul de rotație este logaritmică. Clapeta de compensare 3 se deplasează în spațiul de amortizare 4, ceea ce elimină vibrațiile clapetei 1. Dispozitivul trebuie să măsoare debite de aer care variază în raportul  $1/40$  (mers în gol/plină sarcină). Pentru mărirea preciziei, debitul de aer la pornire este furnizat de derivația 6.

Sistemul de alimentare cu combustibil este alcătuit din rezervorul 1 (fig. 25.22), pompa 2 antrenată independent de motor, de către un motor electric la turație constantă, filtrul 3, regulatorul de presiune 4 și supapele-injector 5. La pornirea motorului rece se folosește un injector independent 6. BEC primește patru semnale electrice în regim normal de funcționare: unul (a) de la dispozitivul de control al obturatorului pentru sarcină; al doilea (b) de la distribuitorul 7 pentru turație; al treilea (c) de la termometrul 8, care precizează temperatura apei de răcire; al patrulea (d) de la potențiomtrul 9 care precizează debitul de aer. La pornirea motorului rece semnalele de intrare în BEC, de la termometrul 11 împreună cu injectorul de pornire 6, acumulatorul 12, dispozitivul de control al presiunii de pornire 13 împreună cu pompa 2 și de la potențiomtrul 9, se transmit prin releul 10, care face posibilă cuplarea și decuplarea injectorului de pornire 6 și reglajul dozajului până la încălzirea motorului.

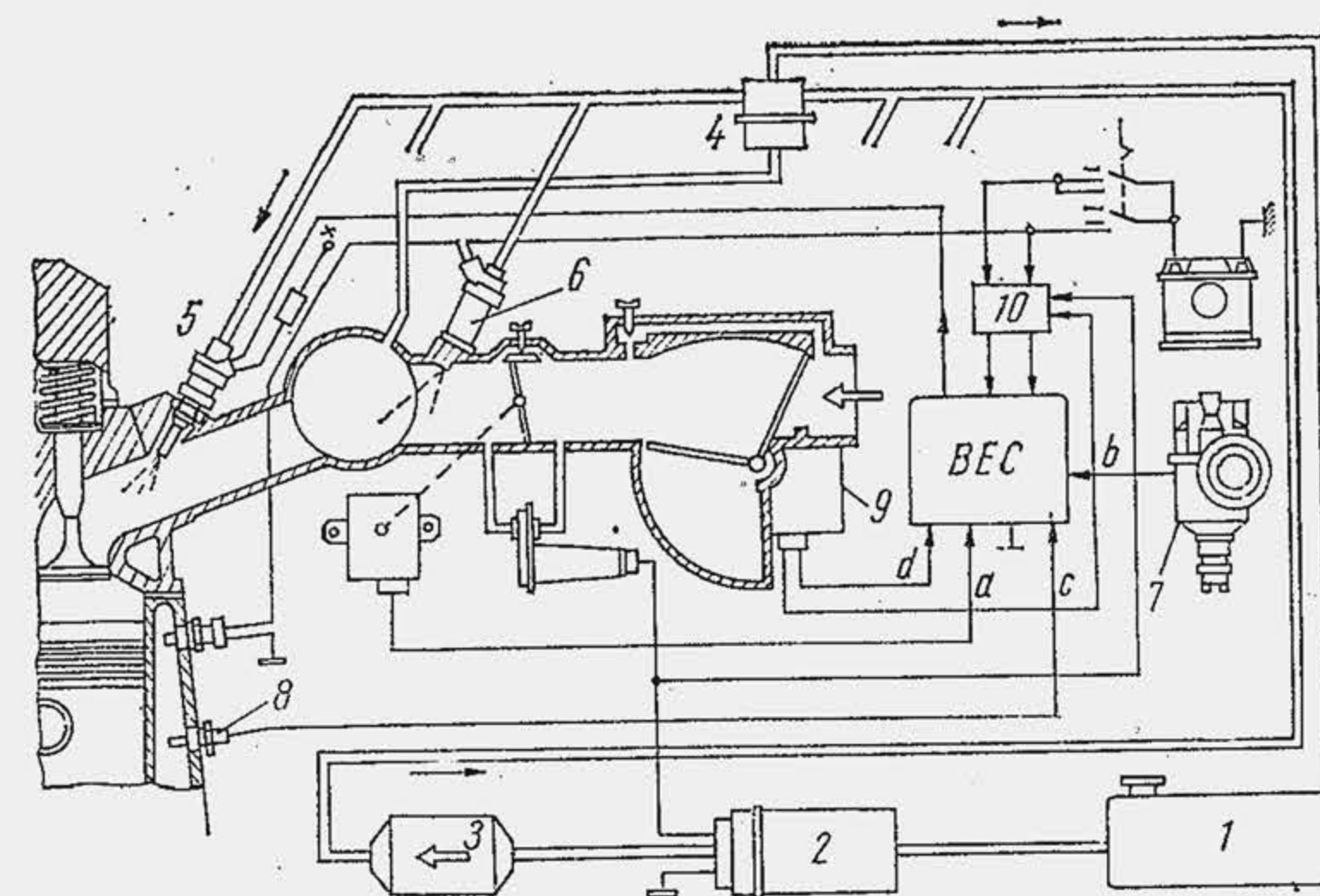


Fig. 25.22. Injecție de benzină cu comandă electronică.



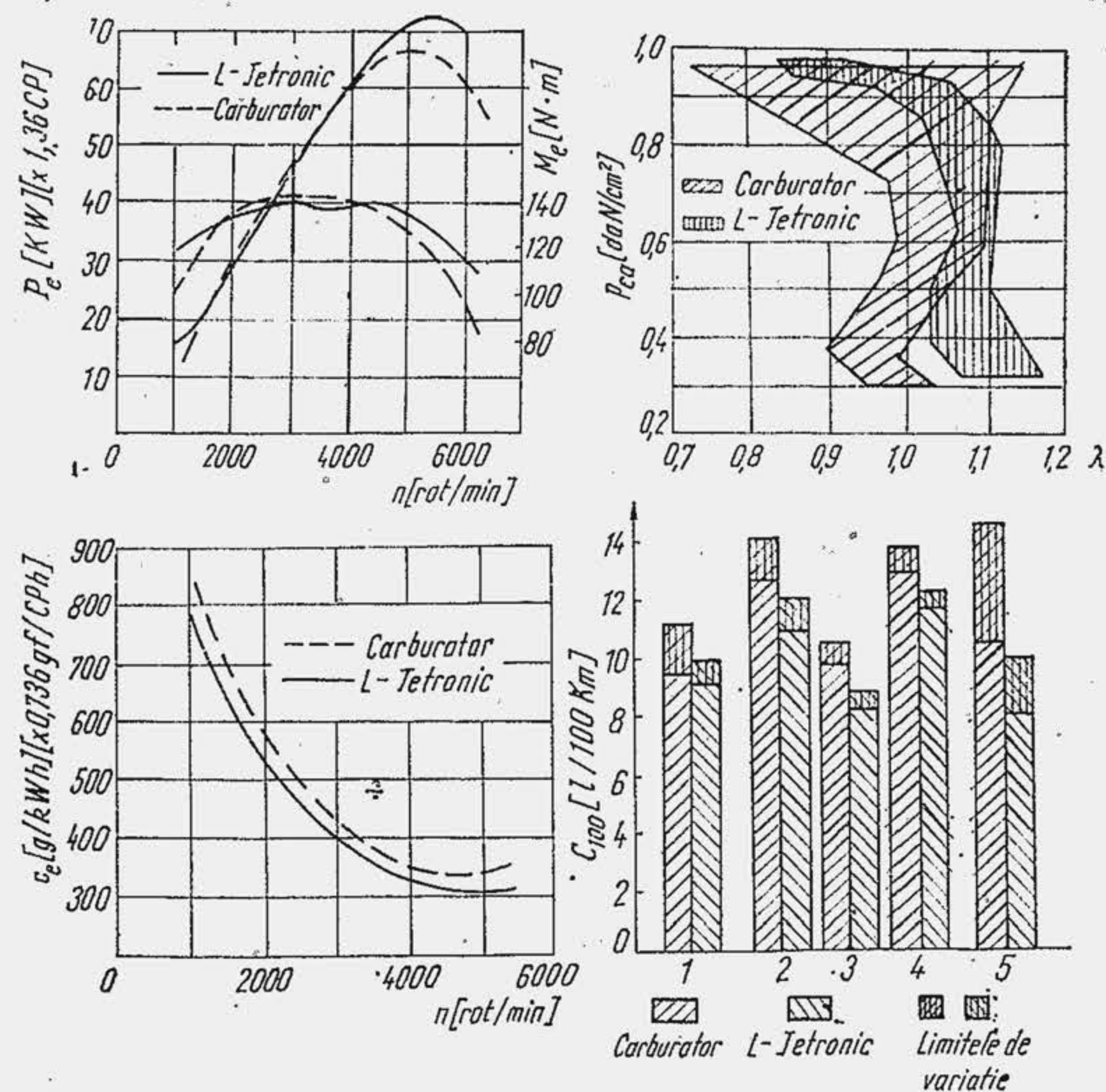


Fig. 25.23. Performanțe ale injectiei de benzină cu comandă electronică: 1 — test CVS; 2 — deplasare urbană; 3 — deplasare inter-urbană; 4 — autostradă; 5 — aptitudinea de conducere.

Au fost efectuate încercări pe un stand cu role, după cicluri caracteristice care simulează deplasarea turismului în condiții de cale, cu un motor de 1,9 l, montat pe un turism și echipat succesiv cu un carburator bine reglat și cu sistemul de injecție cu comandă electronică L-Jetronic; încercările au continuat pe cale, pentru a determina aptitudinea de conducere (întrucât nu există norme pentru acest test, turismul a fost condus de mai mulți conducători care au apreciat, pe baza unui punctaj, comportarea motorului la accelerare, decelerare, mers în gol etc.). Rezultatele, arată că (fig. 25.23) pe caracteristica exterioră, prin injecție electronică, se obține o economie de combustibil de circa 10%, iar în condiții de cale, de 11...17%, fiind în bună parte determinată de mărirea coeficientului mediu de dozaj  $\lambda$  și restrângerea intervalului de variație  $\Delta\lambda$ , ceea ce a asigurat arderea mai completă a combustibilului.

**Aprindere cu comandă electronică.** Înlocuirea sistemului clasic de aprindere cu un sistem electronic devine o soluție interesantă când există un BEC deoarece acesta poate asigura corecția avansului la declanșarea scînteii după legea optimă. Dispozitivul clasic produce o suprafață schematizată (fig. 25.24, a) dar comanda electronică deplasează avansul în funcție de turație ( $n$ ) și sarcină ( $\Delta p_{ca}$  — depresiunea din conducta de admisiune), pe suprafața optimă (b), ceea ce sporește economia de combustibil cu încă 5...6%.

**Sistemul de distribuție** este susceptibil de îmbunătățiri, fiind dimensionat cu precădere în raport cu cerințele de vîrf ale motorului. Dacă ridicarea supapei ar deveni variabilă cu sarcina la MAS sau cu turația, atît la MAS cît și la MAC, viteza de curgere prin orificiul de admisiune s-ar menține la nivelul realizat

în regimurile de vîrf și ar asigura o ameliorare sensibilă a procesului de amestecare și ardere a combustibilului, cu reducerea consumului de combustibil. Chiar în condițiile unui motor cu faze fixe de distribuție, reglarea acestora în raport cu frecvența regimurilor de funcționare ar putea fi încă avantajoasă.

Pe motorul ARO L 25 echipat cu un mecanism planetar de variație a fazelor de distribuție (v. par. 16.1.6) s-a cercetat [15] influența perioadei de deschidere simultană  $\Delta\alpha_{ds}$  a supapelor asupra consumului specific de combustibil în regimuri de sarcină și turație reduse și s-a găsit (fig. 25.25, a) că  $c_e$  scade cu 9% la mărirea lui  $\Delta\alpha_{ds}$  de la 0 la 30°RA și se mai adaugă 4%, cînd se optimizează poziția pe ciclu, definită prin  $\alpha_i$  (v. fig. 2.19), a perioadei  $\Delta\alpha_{ds}$ . Explicația acestor rezultate a fost căutată în influența care se exercită asupra masei de gaze reziduale (b), deoarece ele acționează ca inhibitor al reacției, produc instabilitatea aprinderii, împiedică propagarea flăcării (v. fig. 26.5). Reducînd masa relativă de gaze reziduale s-ar obține o ardere mai rapidă cu un randament mai bun.

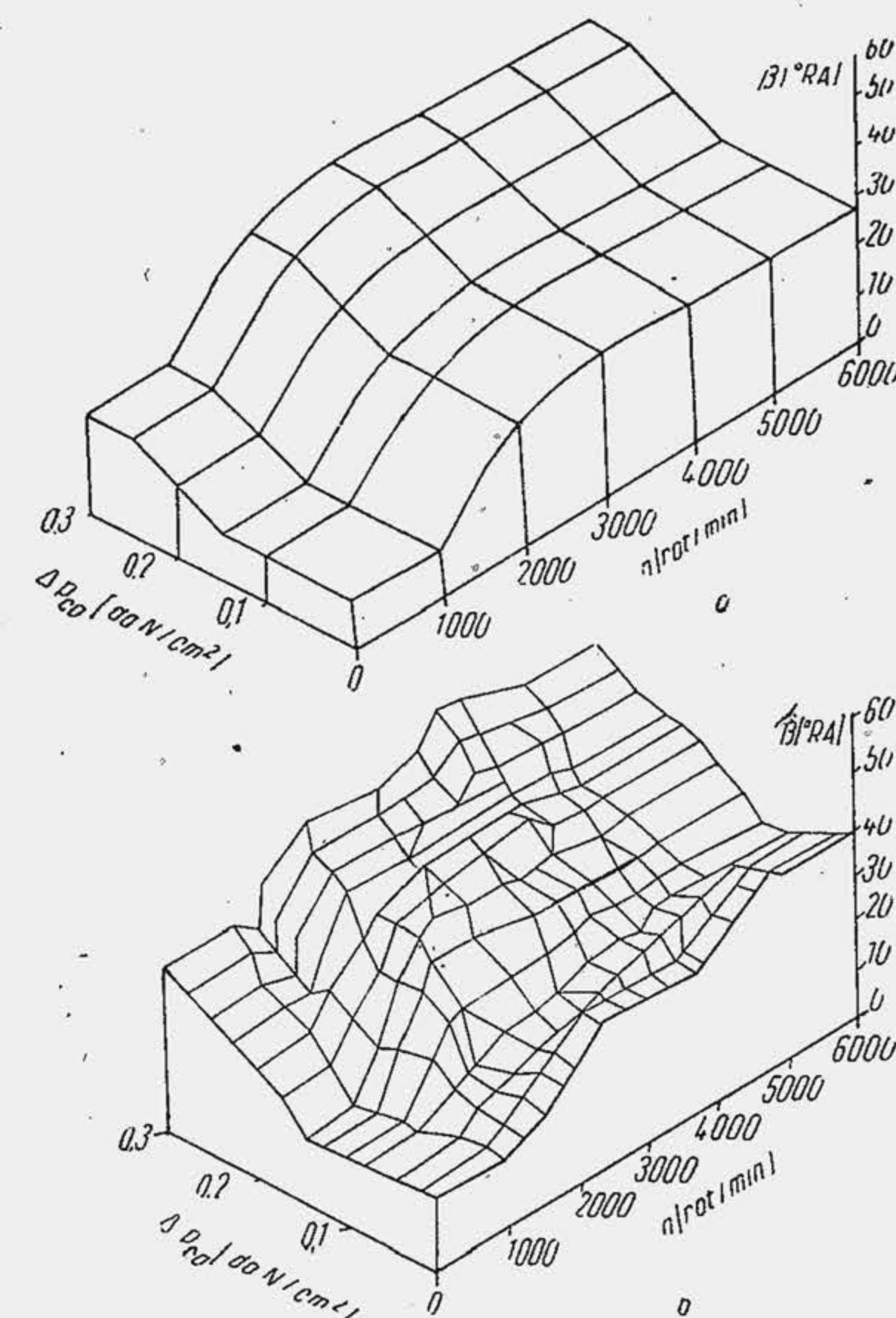


Fig. 25.24. Variația avansului realizată cu un dispozitiv standard (a) și cu un dispozitiv de comandă electronică (b).

**Prognoză pentru anul 1990.** Supracomprimarea înaltă, asociată cu perfecționarea camerei de ardere în privința stabilității la aprindere și înclinării la detonație, ar permite unui MAS să ajungă la consumul specific efectiv de combustibil minim minimorum al unui MAC din zilele noastre ( $c_{emm} \approx 258$  g/kWh (190 gf/CPh), ceea ce reduce consumul  $\bar{C}_{100}$  cu 10...15%. Adăugînd injecția de benzină cu comandă electronică, care ușurează în plus arderea amestecurilor sărace, și comanda electronică a avansului la declanșarea scînteii, MAS-ul ar atinge și coeficientul mediu de eficiență  $\bar{e}$  al MAC-ului de astăzi, ceea ce ar însemna o reducere suplimentară, cu 10...15%, a consumului  $\bar{C}_{100}$ . Este de sperat ca ultimele realizări în domeniul arderii, alimentării și aprinderii, care permit reglaje îmbunătățite de dozaj și avans, să fie puse la punct în următorii zece ani și trecute în producția de serie. Astfel, luînd MAC-ul ca motor de referință, care ilustrează un nivel de performanță deja atins, se poate face prognoza că peste un deceniu, motorul cu aprindere prin scînteie care echipează un autoturism va consuma cu 25...30% mai puțin combustibil decît în zilele noastre.



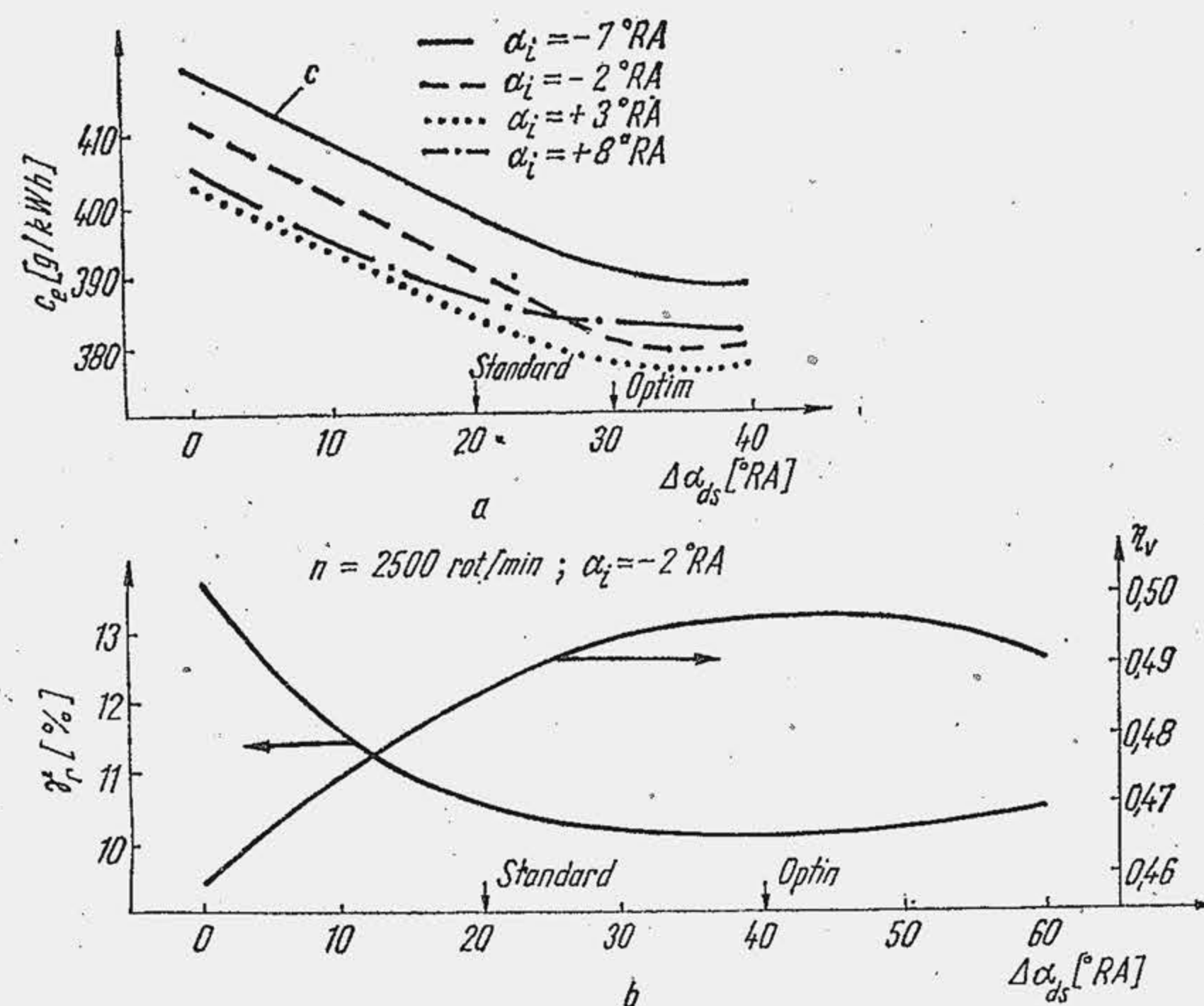


Fig. 25.25. Influența duratei de deschidere simultană a supapelor asupra unor performanțe;  $\alpha_i$  — momentul față de  $p_{mi}$ , când supapele au aceeași ridicare  $h_{sa} = h_{se}$ .

### 25.3. MOTOARE DIESEL RAPIDE PENTRU AUTOTURISME

Încercarea de a echipa un autoturism cu un motor diesel este mai veche. Pentru prima dată, în anul 1936, Daimler-Benz a echipat un turism cu motor diesel cu cameră de preardere, cu patru cilindri, de 2,6 l, care dezvoltă 33 kW (45 CP) la 3 300 rot/min, turație care reprezenta o performanță la acea vreme. În ultimii ani preocupările în domeniu s-au intensificat, motorul diesel rapid fiind considerat ca o soluție eficientă în acțiunea generală de reducere a consumului de combustibil. Mai multe firme au realizat deja MAC-uri cu cilindree apropiată de a MAS-urilor din producția de serie (tab. 25.3), iar la Daimler-Benz numărul motoarelor diesel produse pentru autoturisme în anul 1978 a egalat numărul MAS-urilor cu aceeași destinație. În anul 1976, 1,3% din turismele fabricate în lume erau echipate cu motoare diesel; în Europa de vest procentul era de 3%, iar în R. F. Germania de 6%. Se apreciază că în deceniul următor producția de motoare diesel pentru turisme ar putea ajunge la 25% din ansamblul producției, ceea ce ar însemna că în anul 1990, 10% din numărul turismelor să fie echipate cu MAC-uri, iar prognoza pentru anul 2000 este că 25% din consumul de combustibil al turismelor va fi consum de motorină.

Folosirea motorului diesel pe turisme a devenit realistă când turația maximă a depășit 4 200...4 400 rot/min — motoarele turismelor VW și Peugeot au atins chiar 5 000 rot/min — în acest fel realizându-se performanțe îmbunătățite de putere litrică și masă raportată. În toate cazurile, turațiile ridicate s-au realizat cu camerele de ardere divizate. Două camere de ardere sînt în prezent consacrate: 1) camera de ardere Mercedes (fig. 25.26, a); 2) camera de ardere Ricardo (b). Camera cu compartiment separat de vârtej

se poate monta mai departe față de axa cilindrului ceea ce permite creșterea diametrului talerului de supapă. Când se compară MAS-ul și MAC-ul pentru turism se ia în considerare mai multe performanțe (tab. 25.4).

Tabela 25.3

MAC-uri și MAS-uri de turism de aceeași cilindree

Firma și modelul	Tipul motorului	$i \cdot V_S$ [cm <sup>3</sup> ]	$\varepsilon$	$P_{max}$ [kW/CP]	$n_P$ [rot/min]	$p_e$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	$P_L$ [CP/l]	$C_{100}$ [ $\frac{1}{100 \text{ km}}$ ]	$s_1$ [kpl]
Peugeot 304	MAS	1288	8,75	43/58,5	5750	6,95	45,4	10,0	10,0
	MAC	1357	23,3	33/45	5000	5,97	33,2	6,8	14,7
Volkswagen Golf	MAS	1457	8,2	51,5/70	5600	7,4	47,2	7,2	13,8
	MAC	1470	23,5	36,8/50	5000	6,0	33,3	5,75	17,4
Opel Rekord	MAS	1897	9,4	71,5/97	5200	8,85	51,1	9,8	10,2
	MAC	1998	22,0	42/57	4400	5,84	28,5	7,5	13,3
Peugeot 504	MAS	1971	8,7	68,3/93	5200	8,17	47,2	11,9	8,4
	MAC	1948	21,8	44,2/60	4500	6,16	30,8	9,3	10,7
Mercedes 200	MAS	1988	9,0	77,5/105	5200	9,00	52,8	10,9	9,2
	MAC	1988	21,0	40,5/55	4200	5,80	27,5	8,3	12,0
Citroen CX	MAS	2175	8,75	82,5/112	5500	8,43	51,5	10,1	9,9
	MAC	2175	22,3	48,6/66	4500	6,07	30,3	7,7	13,0

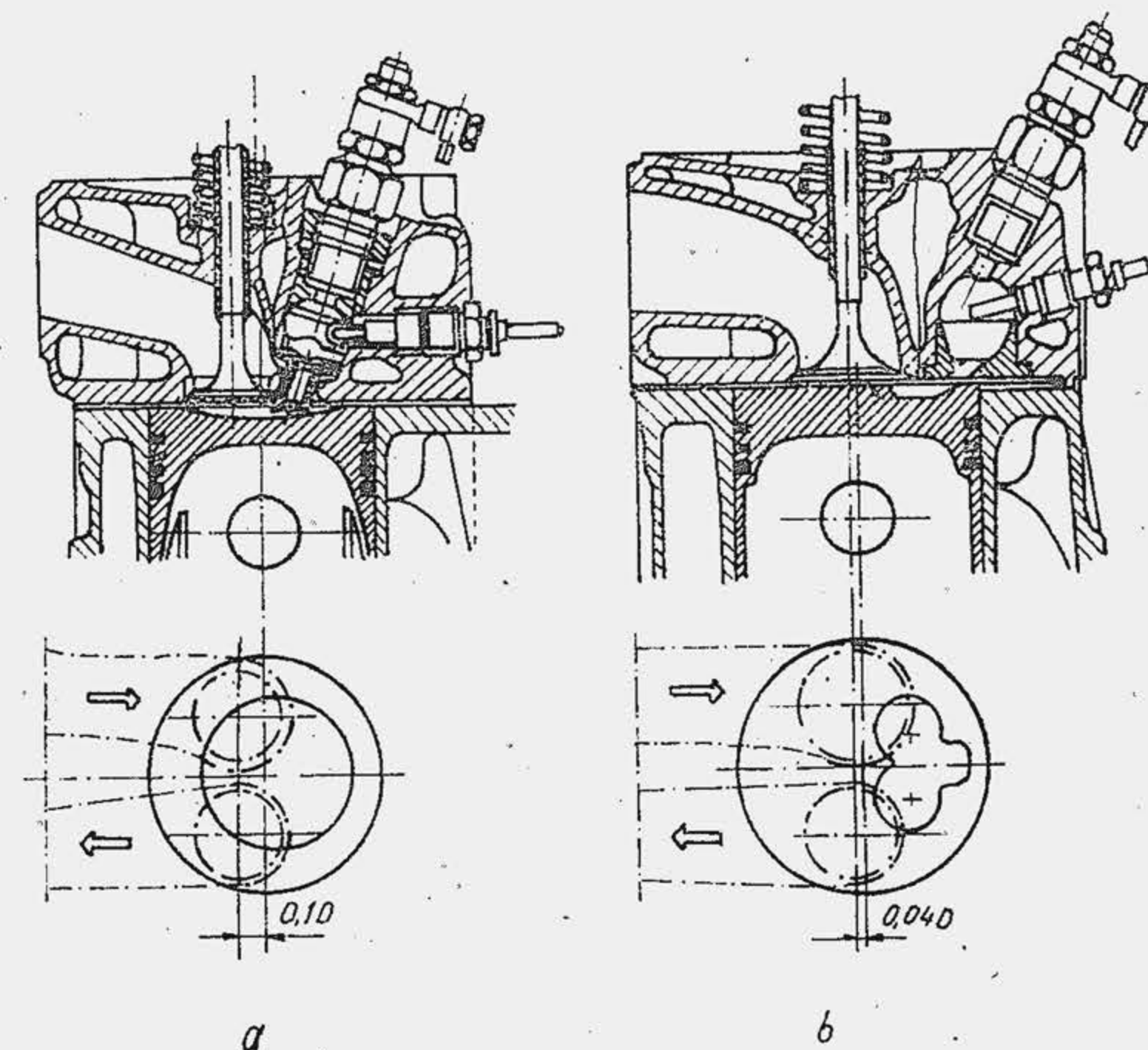


Fig. 25.26. Camere de ardere divizate, pentru MAC de turism: cameră cu compartiment separat de preardere (a); cameră cu compartiment separat de vârtej (b).



Economia de combustibil situează MAC-ul înaintea MAS-ului. Fără eforturi deosebite, primul consumă în medie cu 20% mai puțin datorită, în primul rând lui  $\epsilon$  mai mare. Rețeaua de izoconsumuri pentru motoarele produse de Mercedes, de 2 l, situează MAC-ul în avantaj în raport cu caracteristica de tracțiune (fig. 25.27, a), iar încercările de cale arată că la viteze mici

Tabela 25.4

Comparație între MAS-ul și MAC-ul pentru autoturisme

Indicele de comparație	MAS	MAC
<b>A. Cerințele consumatorului</b>		
1) Economia de combustibil	—**	+**
2) Deservire și reparație	+	—
3) Fiabilitate	—	+
4) Silențiozitate	+	—
5) Elasticitate	...	...
6) Pornire	+	—
7) Mers liniștit fără trepidații	+	—
8) Prețul combustibilului*	...	...
<b>B. Cerințele fabricației</b>		
1) Economia de metal (masa $m_p$ )	+	—
2) Prețul de cost	+	—
3) Puterea litrică	+	—
4) Dimensiunile de gabarit	+	—
5) Precizia de prelucrare	+	—
<b>C. Protecția mediului înconjurător</b>		
1) Emisii poluante gazoase	—	+
2) Emisii poluante solide	+	—

\* Numai în țările unde diferența de preț este importantă;

\*\* Semnul + indică o performanță superioară; semnul minus una inferioară.

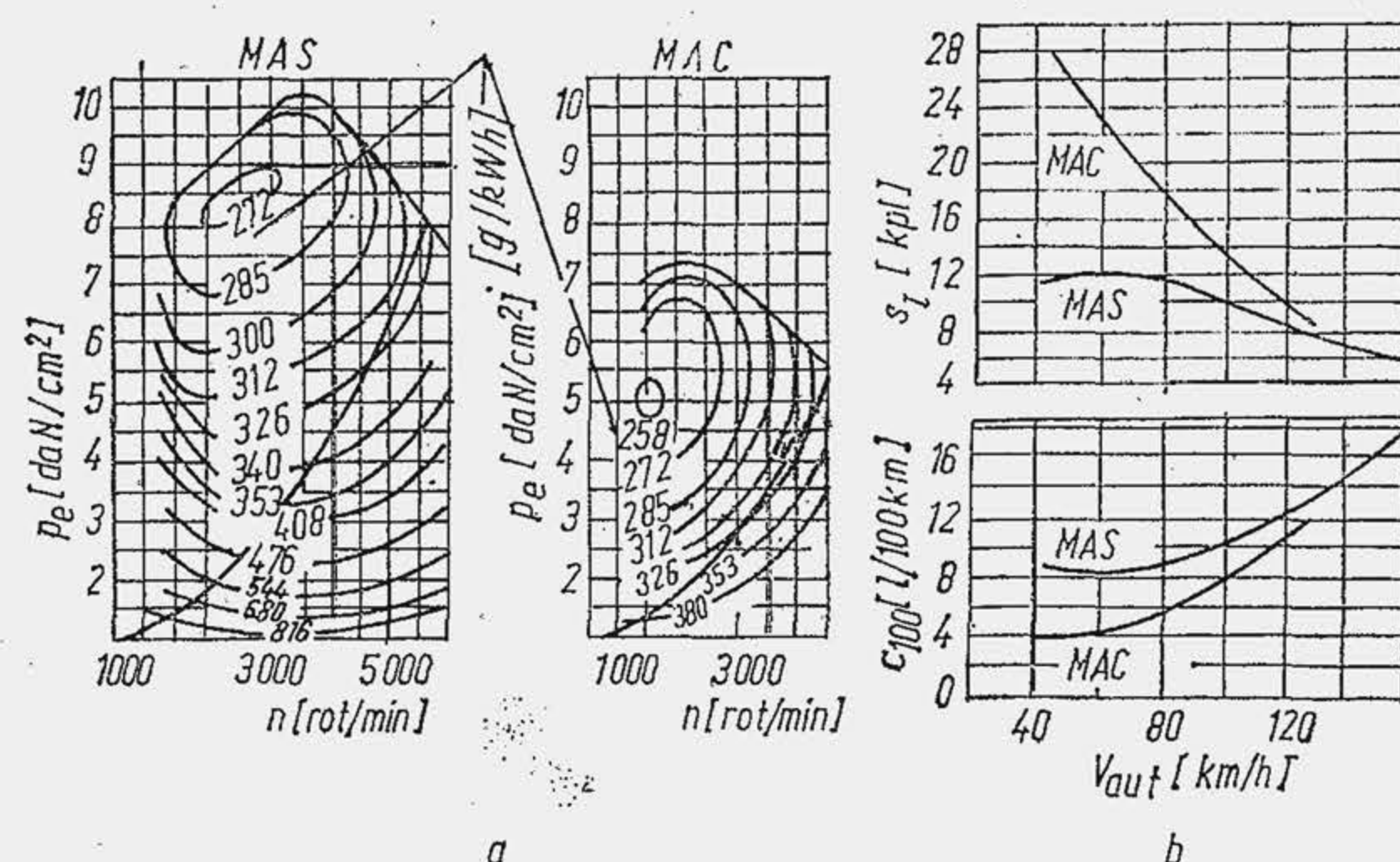


Fig. 25.27. Comparation of performance between two Mercedes-Benz engines, MAC and MAS, of the same power.

de înaintare, avantajele sînt net de partea motorului diesel (b) ceea ce recomandă MAC-ul în primul rînd, pentru utilizări urbane. Totuși, la vitezele mari de înaintare a autovehiculului  $v_{aut}$ , cînd motoarele se apropie de performanțele de vîrf, diferențele dintre cele două motoare se reduc, se anulează, sau devin chiar avantajoase MAS-ului. Pentru o cameră cu compartiment separat de preardere,  $c_{emm}$  la plină sarcină și la limita de fum este 261...265 g/kWh (192...195 gf/CPh) la 2 000...2 500 rot/min; dar  $c_e$  ajunge la 333 g/kWh (245 gf/CPh) la 4 500 rot/min, pentru  $\lambda = 1,35$ , curba  $c_e$  pe caracteristica exterioară fiind asemănătoare cu a MAS-ului (v. fig. 9.17). Faptul că la viteza maximă de înaintare a turismului MAC-ul nu depășește performanțele MAS-ului a fost și constituie prilej de analiză detaliată, cu atît mai mult cu cît puterea litrică a MAC-ului, care rămîne inferioară MAS-ului, este determinată tot de performanțele de vîrf, presiunea medie  $p_e$  fiind inferioară cu 20...40% (tab. 25.3), ceea ce s-ar explica, în primul rînd, prin coeficientul de dozaj  $\lambda$  mai mare la MAC. Dacă se ține seama că  $p_e \sim \eta_i/\lambda$  și se consideră că  $1/\lambda$  reprezintă aproximativ gradul de utilizare a aerului  $a$  (fig. 25.28, a), se observă că  $p_e \sim a \cdot \eta_i$ , produs care pentru un MAS cu  $\epsilon = 9$  este de 58% (determinat în ipoteza  $a = 1$  și  $\eta_i$  pentru ciclul teoretic cu aer), pentru un MAC de camion cu cameră unitară (CU) și  $\epsilon = 16$  este  $a \cdot \eta_i = 47\%$  ( $a = 0,7$ ) iar pentru un MAC de turism cu cameră CSV și  $\epsilon = 20$ ,  $a \cdot \eta_i = 63\%$  ( $a = 0,9$ ). Astfel, sub acest aspect, MAC-ul de turism trece înaintea MAS-ului deși pierderile termice și mecanice sînt cu mult mai mari. Pierderile în sistemul de răcire sînt mai mari (b) din cauza mișcărilor mai intense ale fluidului motor și a presiunilor mai mari. Apoi, pierderile prin frecare la MAC (b) sînt de două ori mai mari decît la MAS, deoarece: 1) pierderile în lagăre sînt mai ridicate, suprafețele portante fiind mai mari; 2) pierderile prin comprimare și

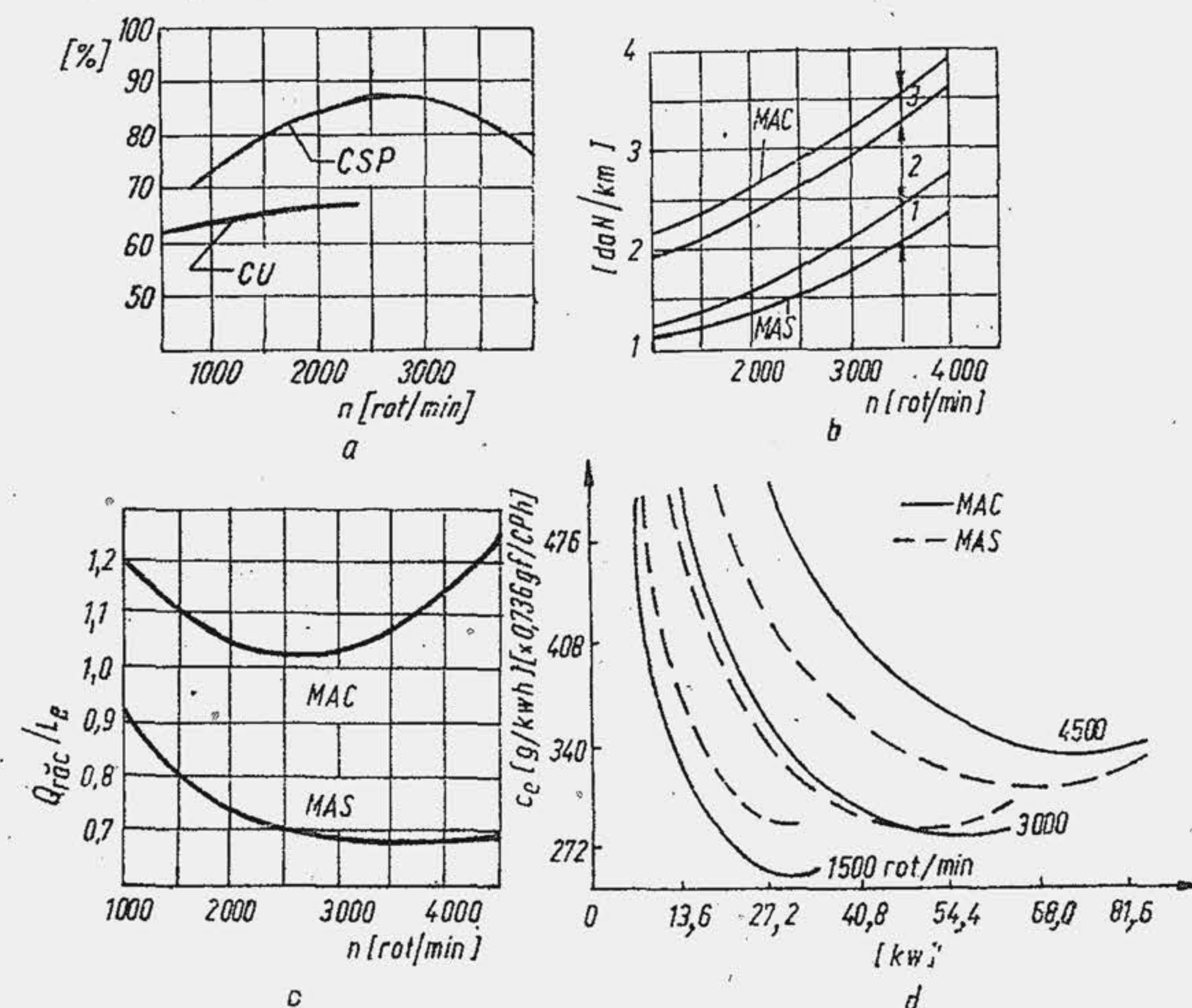


Fig. 25.28. Comparation of losses by friction of a MAC and a MAS. Pierderi suplimentare în lagăre (1), în comprimare (2), în camera Comet (3).



mișcarea aerului sînt mai ridicate — s-a stabilit că pierderile prin frecare cresc aproximativ cu  $0,7 \text{ daN/cm}^2$  pentru o unitate de raport de comprimare. Dacă se ține seama că toate MAC-urile de turism, din nevoia de a ușura pornirea folosesc un  $\epsilon$  ridicat ( $\epsilon = 21 \dots 23,5$ ), atunci rezultă că un progres important în domeniu va fi acela care va permite MAC-ului să funcționeze cu presiuni maxime apropiate de acelea din MAS și cu  $\epsilon$  mai redus. Pierderile prin frecare mai mari explică astfel comportarea încă nesatisfăcătoare a MAC-ului la turații ridicate și sarcină plină (c).

În ceea ce privește ceilalți indici de performanță pretinși de consumator se observă că doi dintre ei — prețul combustibilului și elasticitatea — sînt nedecizi. După cum s-a arătat în lucrarea [4], elasticitatea  $e = \sigma_M \cdot \sigma_n$  (v. rel. 9.19) este la motorul diesel VW Golf,  $e = 1,13 \cdot 1,54 = 1,73$ , iar la motorul Mercedes 2400,  $e = 1,22 \cdot 1,67 = 2,04$ , ceea ce reprezintă mai mult decît coeficientul  $e$  la motorul (MAS) pentru BMW 1990 ( $e = 1,459$ ), dar mai puțin decît la MAS-ul pentru FIAT 1315 ( $e = 2,28$ ). După pornirea la rece fără niciun mijloc special, MAC-urile se grupează astfel după camerele de ardere: motorul cu cameră unitară și injecție în masa aerului pornește chiar la  $-15^\circ\text{C}$ ; motorul cu cameră unitară și injecție pe perete pornește la  $-5^\circ \dots 0^\circ\text{C}$ ; motorul cu cameră cu compartiment separat de vîrtej pornește la  $+20^\circ\text{C}$ ; motorul cu cameră cu compartiment separat de prearderea pornește la  $+50^\circ\text{C}$ . La ultimele două tipuri de motoare bujiile de incandescență de fabricație recentă (se încălzesc rapid,  $20 \dots 30 \text{ s}$  și au o suprafață mare de contact cu aerul) asigură o pornire ușoară, dar numai cu  $\epsilon$  ridicat ceea ce nu constituie încă o soluție competitivă. În privința silențiozității MAC-ul rămîne mult în urma MAS-ului. Cu precădere, zgomotul produs la pornire, în perioada de încălzire, la mersul în gol, la sarcini și turații mici, depășește pînă la  $30 \text{ dB}$  zgomotul produs de MAS. El este determinat de detonația diesel și de jocurile mecanice mari, caracteristice regimului termic redus. La sarcini și turații mari, cînd vehiculul se deplasează cu viteze mari zgomotul se atenuează, dar acest fapt este puțin important deoarece în această împrejurare predomină zgomotul produs de curenții de aer. Există posibilitatea de reducere sensibilă a zgomotului produs de motorul diesel dar cu un cost foarte mare, inacceptabil în zilele noastre.

În ceea ce privește cerințele fabricației (posesorul unui autoturism nu se interesează niciodată de masa raportată, puterea litrică, economia de metal etc.) este de observat că masa raportată a unui MAC mic de turism se va menține încă mult timp la un nivel mai ridicat decît la MAS (peste  $2,7 \dots 3,4 \text{ kg/kW}$ ). O analiză atentă a maselor pieselor componente, arată că reducerea masei blocului-carter, care intervine cu ponderea cea mai mare, constituie încă o sursă importantă de reducere a masei raportate (tab. 25.5). În această privință, încercările de a ajunge la o cunoaștere mai exactă a eforturilor și concentrării de eforturi din blocul-carter, care ar putea ușura proiectarea rațională cu masă redusă, sînt descurajate de tehnologie care nu reușește să realizeze blocul-carter cu pereți sub  $4,5 \text{ mm}$  grosime; turnătoriile japoneze care au realizat pereți de  $3 \text{ mm}$  grosime au apărut ca o excepție. Rămîne să se investigheze îndeaproape posibilitatea organizării mai raționale a motorului, compactizarea lui prin reducerea cursei (coborîrea raportului  $S/D$ ), a lungimii bielei (coborîrea raportului  $\Lambda = r/b$ ) a lungimii motorului (reducerea distanței dintre cilindri, motorul cu 8 cilindri în V în raport cu motorul cu 8 cilindri în linie fiind un exemplu). Costul MAC-ului, mai mare decît al MAS-ului este determinat de trei factori principali: 1) masa și complexitatea mai mare a MAC-ului; 2) toleranțele mai reduse; 3) seria de fabricație mai mică. Echipamentul de injecție rămîne în continuare un sistem complex, care păstrează

o diferență mare de preț față de carburator. În plus, reducerea cîmpului de abateri la variația avansului și mai ales realizarea unei curbe de variație mai aproape de curba optimă (în perspectivă prin comandă electronică), constituie noi motive de complicare a sistemului de injecție. Precizia de fabricație a MAC-ului este mult mai mare din cauza raportului mare de comprimare. În fine, în ceea ce privește seria de fabricație se observă că astăzi se consideră o fabricație de  $200 \dots 250$  motoare/24 ore ca o serie mare pentru un MAC,

Tabela 25.5

Masa pieselor unui MAC de autoturism

Felul piesei	Materialul	Masa [kg]	Ponderea [%]
Blocul-carter	Fe	58,7	34,6
Arborele cotit	OL	17,3	10,0
Volantul	Fe	14,3	8,4
Chiulasa	Al	11,8	6,9
Sistemul de injecție	—	7,5	4,4
Bielele (4 buc.)	OL	4,5	2,6
Pistoanele montate (4 buc.)	Al, Fe, OL	3,6	2,1
Celelalte piese (fiecare mai puțin decît 1% în total)	—	35,0	21,0
Sistemul electric (fără acumulator)	—	17,3	10,0
Total	—	170,0	100

dar ea este de  $10 \dots 15$  ori mai mică decît pentru un MAS, cu mult mai mică decît seria economică pentru mașinile de transfer. Tendința de răspîndire a MAC-ului rapid pentru turisme este sprijinită și de eforturile pe care le fac proiectanții de a produce MAS-uri și MAC-uri pe aceeași linie de transfer ceea ce pretinde ca piesele MAC-ului să nu prezinte diferențe mari față de ale MAS-ului (mai ales blocul-carter) din fabricația de serie. Uzinele care au trecut la fabricația MAC-ului rapid au realizat motorul prin transformarea unui MAS de litraj apropiat (v. tab. 25.3), soluție devenită posibilă atunci, cînd prin controlul procesului de ardere, presiunile maxime și deci încărcarea termo-mecanică a organelor s-au egalizat la cele două clase de motoare (v. fig. 25.30).

Motorul OM621 produs de Daimler-Benz (fig. 25.29, a) are dimensiunile fundamentale  $S \times D = 83,6 \times 87 \text{ mm}$  și  $\epsilon = 21$ , dezvoltă  $40,5 \text{ kW}$  (55 CP) la  $4350 \text{ rot/min}$  și realizează  $18,7 \text{ kW/l}$  ( $25,5 \text{ CP/l}$ ). Motorul este prevăzut cu arborele de distribuție în chiulasă, cu antrenare prin curea, (b) și o cameră cu compartiment separat de preardere (c), care are cinci orificii de legătură cu camera principală. Canalul de legătură al camerei de ardere evacuează parțial căldura, de aceea, în funcționare, ajunge pînă la  $920^\circ\text{C}$ . În centrul camerei separate se află un cap sferic fixat pe un suport, care ajunge de asemenea la temperaturi ridicate. Jetul de combustibil proiectat pe capul sferic este deviat lateral. Prin încălzirea combustibilului și aerului în contact cu suprafețele calde se reduce sensibil întîrzierea la autoaprindere și se asigură funcționarea liniștită și silențioasă. Presiunea maximă și viteza de creștere a presiunii sînt net coborîte în raport cu motorul cu cameră de ardere unitară (fig. 25.30). Variația rapidă a temperaturii canalului de legătură cu sarcina și turația, în decurs de  $20 \text{ s}$  temperatura crește de la  $420^\circ\text{C}$  la  $820^\circ\text{C}$ , asigură un grad înalt de răspuns în regim de accelerare. Viteza de injecție ( $\dot{V}_a$ ) se diferențiază net.

În anul 1977 un turism VW-Golf a fost echipat cu un motor de  $1,5 \text{ l}$  ( $S \times D = 80 \times 76,5 \text{ mm}$ ,  $\epsilon = 23,5$ ) cu cameră cu compartiment separat de vîrtej, care dezvoltă  $36,8 \text{ kW}$  (50 CP) la  $5000 \text{ rot/min}$  și realizează  $24,5 \text{ kW/l}$  ( $33,3 \text{ CP/l}$ ). Este esențial faptul că motorul a fost dezvoltat dintr-un MAS de  $1,6 \text{ l}$ , cu un număr minim de modificări. Comparînd motoarele între ele se constată că MAC-ul reușește să realizeze la plină sarcină și turație nominală o presiune maximă mai mică



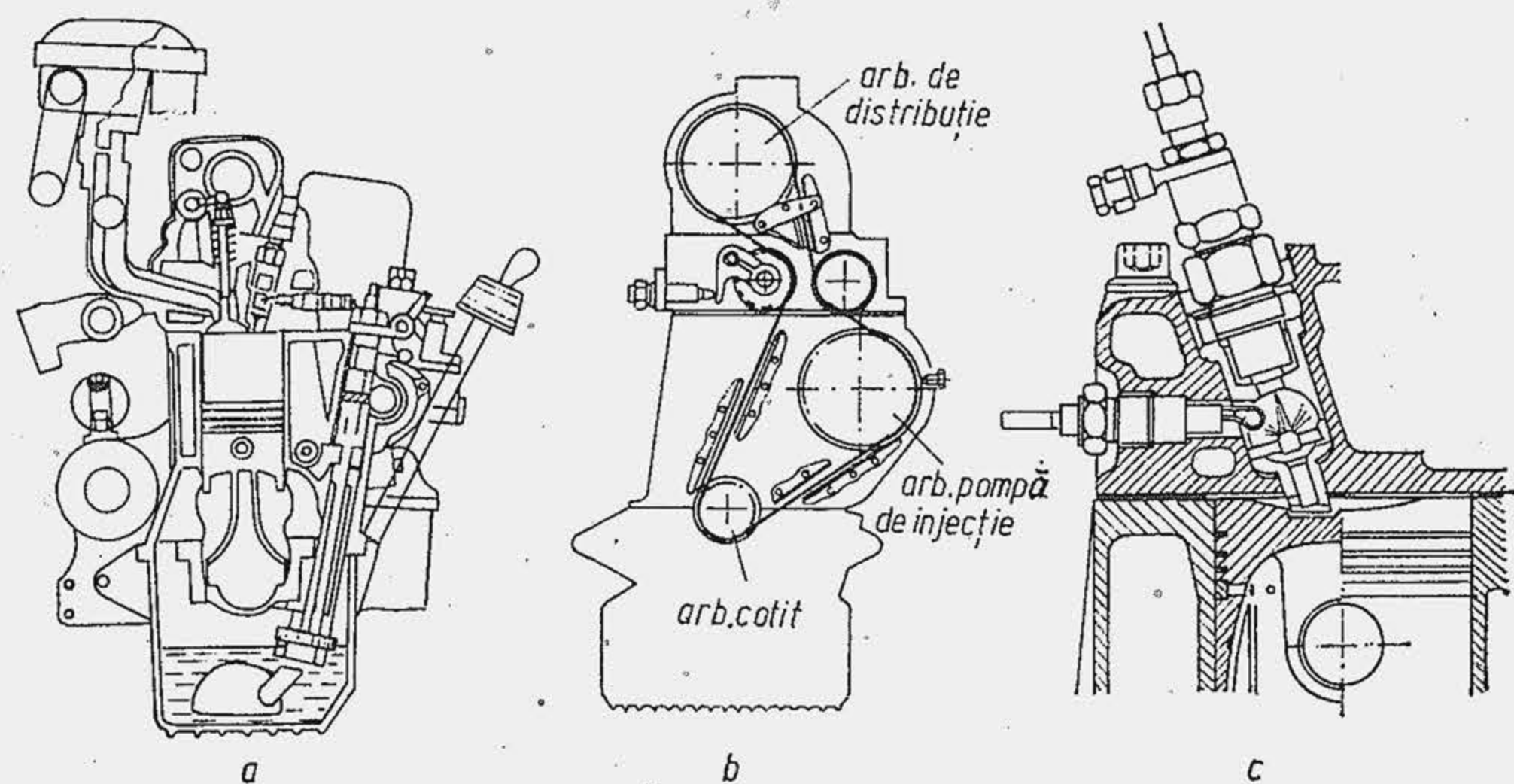


Fig. 25.29. Motorul de turism OM 621.

decît cea realizată de MAS (fig. 25.31, *a*), dacă se ține seama de dispersia ciclică din al doilea caz. La sarcini și turații reduse, presiunile ridicate (*b* și *c*) ilustrează că arderea decurge rapid spre deosebire de MAS și explică randamentul ridicat. Comparînd trei tipuri de cameră de ardere, se observă (*d*) că cele două camere divizate realizează presiuni maxime practic egale, dar camera separată de vîrtej pare să conducă la durate mai mici de ardere. Variația avansului cu turația a fost stabilită astfel încît să se apropie la pornire și mers în gol de avansul optim la temperaturi scăzute (*e*). O problemă mai complexă este definirea fazelor optime de distribuție. O valoare mare a lui  $\eta_v$  la turații ridicate pretinde o întîrziere mare la închiderea supapei de admisiune, în schimb pornirea și mersul în gol pretind o întîrziere mică, pentru a evita curgerea inversă a gazelor la turații reduse și a spori temperatura  $T$  la sfîrșitul comprimării (fig. 25.32, *a*). S-a dovedit că este necesar să se dea întîietate cerințelor de pornire, de aceea, s-a ales  $\beta_{ISA} = 28^\circ$ , ceea ce la turația nominală reduce pe  $\eta_v$  sub valoarea realizată de MAS, deși MAC-ul fără difuzor, obturator și pată caldă ar trebui să realizeze un  $\eta_v$  mai mare (*b*). Din cauza lui  $\varepsilon$  ridicat profilul camei a fost modificat pentru a preveni impactul cu pistonul (*a*). Motorul a fost echipat cu piston autotermic Mahle cu un profil oval și tronconic (fig. 25.33, *a*), cu dilatări mici (*b*) pentru a reduce jocurile și zgomotul la pornire și sarcini mici. Același ulei se folosește la MAS ca și la MAC (*c*), iar schimbul

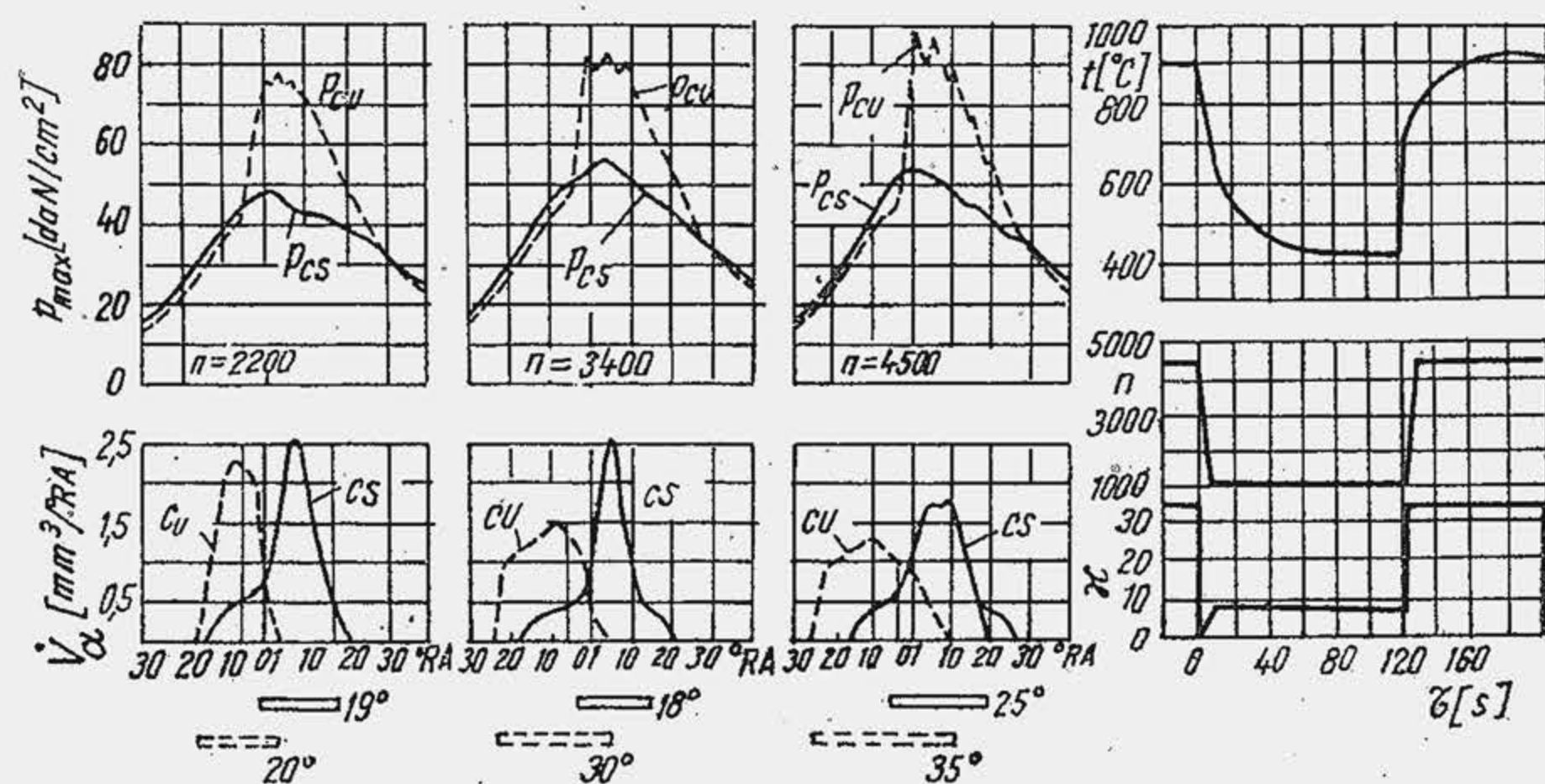


Fig. 25.30. Comparație între camera de ardere unitară și camera de ardere separată.

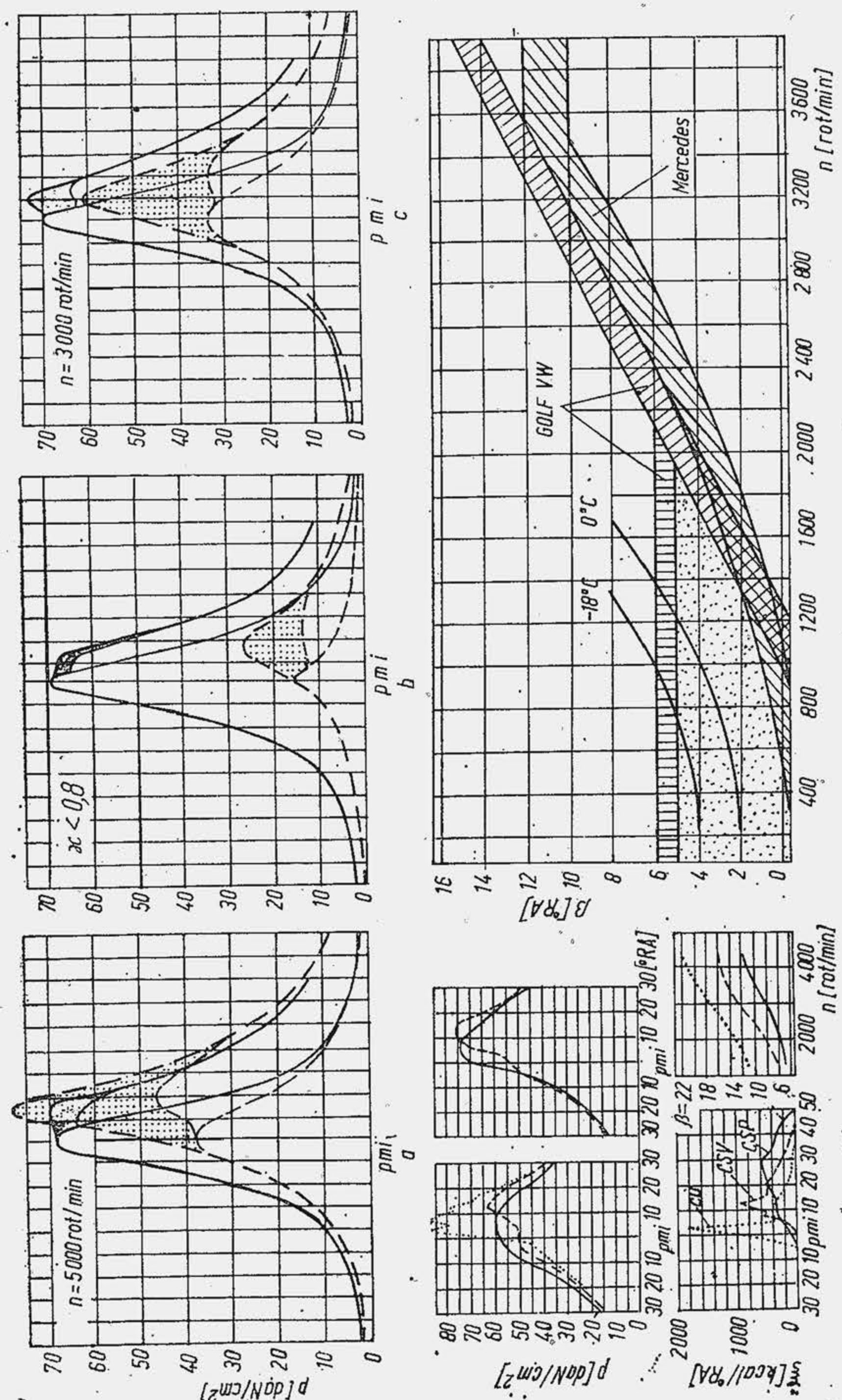


Fig. 25.31. Performanțe ale camerei de ardere a motorului VW-Golf 1500, (Pentru *a*, *b*, *c*: — MAC; - - - MAS); *e*



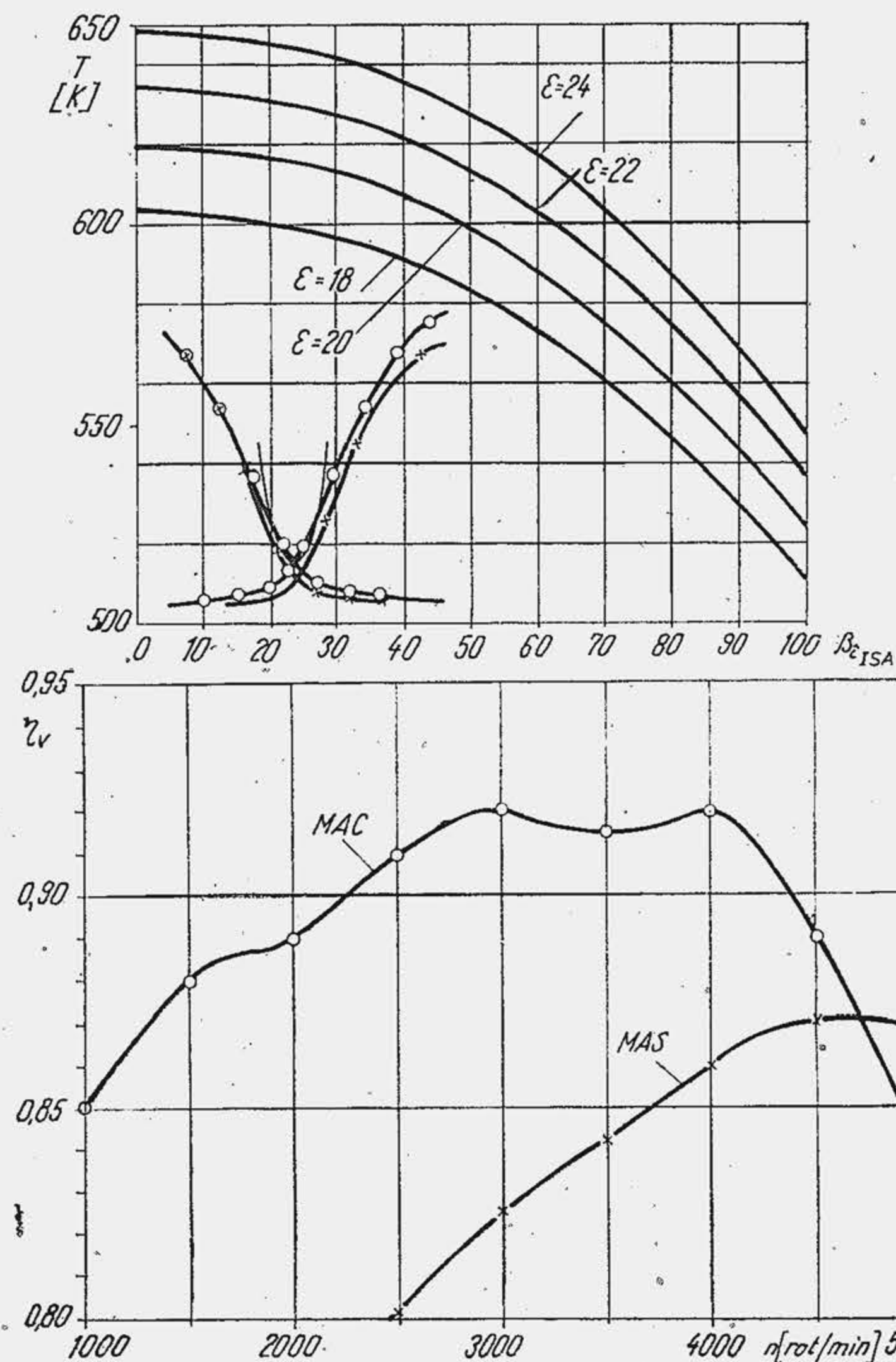


Fig. 25.32. Performanțe ale distribuției motorului VW-Golf 1500.

cameră de ardere unitară ( $S/D = 152,4/139,7$  mm), supraalimentat ( $p_e = 14 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_{max} = 126 \text{ daN/cm}^2$ ), care a dezvoltat  $373 \text{ kW}/(500 \text{ CP})$  la  $1900 \text{ rot/min}$ . S-au aplicat materiale izolante pe capul pistonului, pe partea interioară a chiulasei, în zona superioară a cilindrului, pe galeria de evacuare. S-a ajuns la o reducere a pierderilor de căldură cu 50%, ceea ce a permis reducerea consumului specific de combustibil la  $170 \text{ g/kWh}$  ( $125 \text{ g/CPh}$ ), cea mai bună performanță înregistrată pînă acum. Durata de viață a motorului s-a redus la 260 ore, deoarece șocul termic și coroziunea la temperaturi înalte a distrus materialul izolator. Motorul diesel de turism VW-Golf a fost încercat de asemeni în varianta de motor adiabatic, cu capul pistonului confecționat din nitru de siliciu sau zirconiu, cu compartimentul separat de vârtej al camerei de ardere din titanat de aluminiu, iar partea superioară a cilindrului și galeria de evacuare din silicat de aluminiu. Motorul a funcționat 200 ore.

de ulei este recomandat la  $7500 \text{ km}$ . Caracteristica exterioară a motorului (fig. 25.34, a) arată că consumul specific minim scade la  $280 \text{ g/kWh}$  ( $206 \text{ gf/CPh}$ ) la  $2600 \text{ rot/min}$ , dar crește cu 20% la puterea maximă,  $330 \text{ g/kWh}$  ( $243 \text{ gf/CPh}$ ), cînd indicile de fum ( $IF$ ) atinge 3,5UB. Comparînd două motoare de aceeași putere se obține și în acest caz, o reducere importantă a consumului de combustibil la viteze mici de înaintare (b și c), la  $v_{aut} = 60 \text{ km/h}$ , MAC-ul avînd un consum de  $1/2$  din cel al MAS-ului.

#### Motorul adiabatic.

De 3...4 ani se dezvoltă cercetări pentru a realiza un motor cu pierderi minime de căldură în sistemul de răcire, care a primit denumirea de motor adiabatic. S-a urmărit izolarea termică a camerei de ardere cu materiale ceramice sau metalice. S-au efectuat încercări cu un motor diesel tip Cummins pentru autovehicule, de șase cilindri, în linie, cu

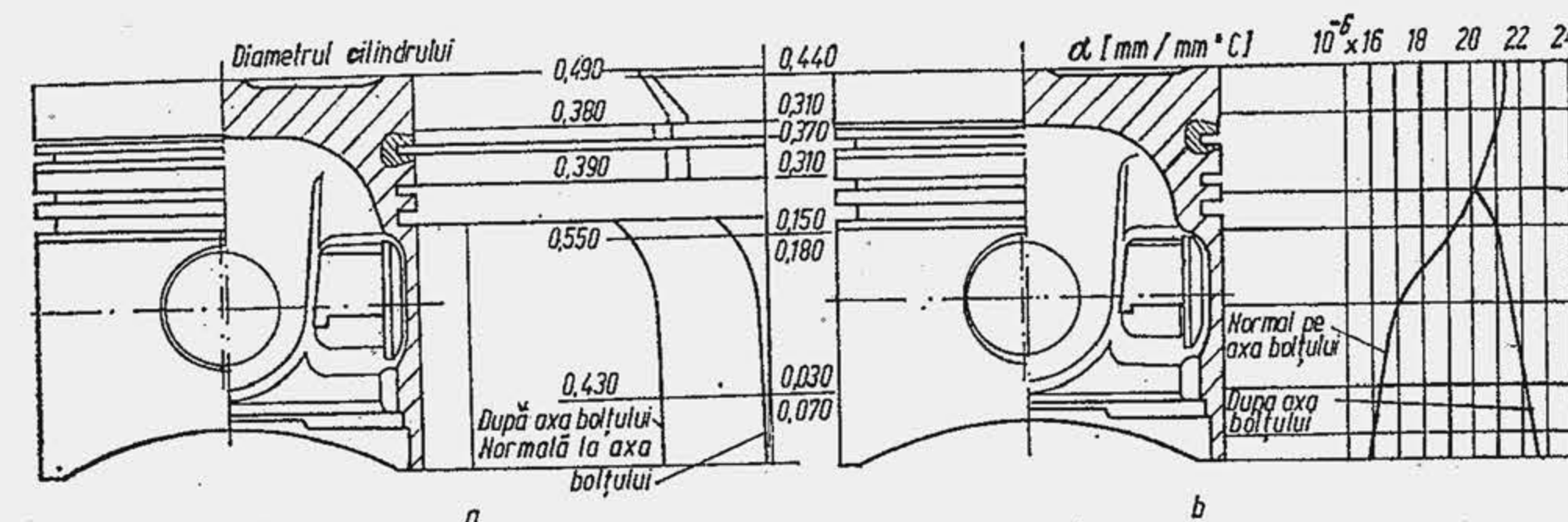


Fig. 25.33. Pistonul motorului diesel de turism VW-1500 și cerințele pentru calitatea uleiului.

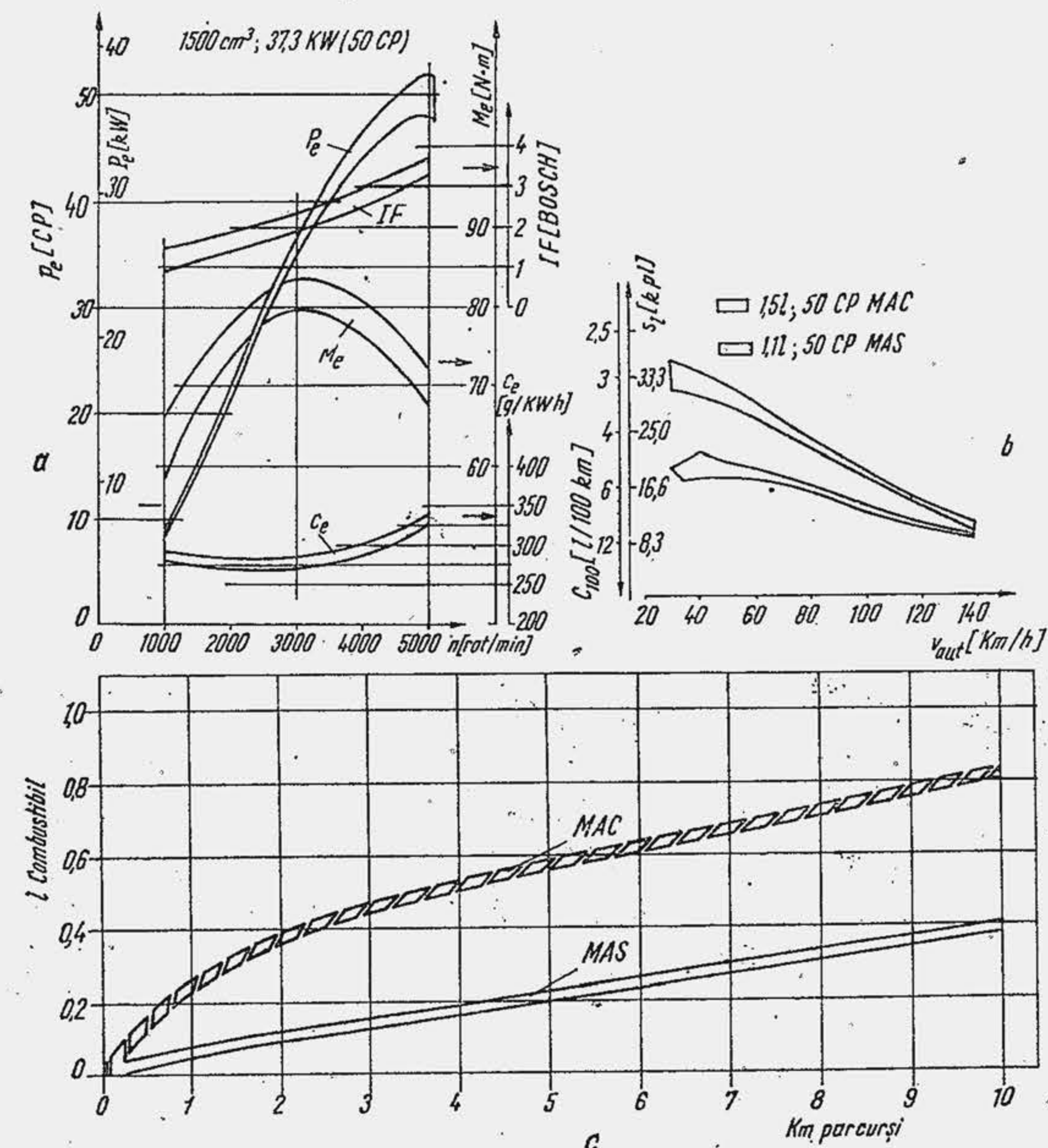


Fig. 25.34. Performanțele motorului diesel VW-Golf 1500.



## 25.4. CLASE NOI DE COMBUSTIBIL

**Metanolul** (alcoolul metilic) este cel mai simplu alcool primar saturat ( $\text{CH}_3\text{OH}$ ). Este un lichid incolor, inflamabil, toxic (provoacă intoxicații și orbire). Metanolul a intrat în atenție în jurul anilor '73 în speranța că va suplini lipsa de benzină și va produce gaze de evacuare mai curate. Se prepară din materii organice, din deșeuri ale industriei sau resturi menajere, din petrol, gaze naturale, cărbune. Metanolul se obține din cărbune în două etape, prin procedeul Eva/Adam. În prima etapă se produce CO și  $\text{H}_2$  cu consum mare de energie; în a doua etapă se obține metanolul cu ajutorul catalizatorilor. Metanolul nu a devenit încă un înlocuitor al benzinei deoarece este mai scump. Se caută în continuare tehnologii mai ieftine, cu randament mare și consum mic de energie.

Metanolul a fost folosit pentru prima dată drept combustibil în anii '30, la motorul de curse. După anul 1973 s-au dezvoltat cercetări sistematice. Din formula chimică rezultă compoziția gravimetrică a metanolului care este  $c = 37,5\%$ ,  $h = 12,5\%$ ,  $o = 50\%$ , astfel că puterea calorică este de numai 50% din puterea calorică a benzinei ( $c+h = 0,5 \text{ kg/kg}$  combustibil). Prezența oxigenului în moleculă reduce cu 50% aerul minim, (tab. 25.6), astfel că puterea calorică a amestecului (v. pag. 161) este practic aceeași cu a benzinei. Altfel spus, la aceeași cantitate de aer disponibil ( $\eta_v V_{s,i} = \text{ct}$ ) se poate arde, cu același coeficient de dozaj, o cantitate de metanol de două ori mai mare decât cantitatea de benzină, iar puterea motorului urmează să rămână practic neschimbată. În acest caz volumul rezervorului de combustibil trebuie dublat (pentru a menține neschimbată raza de acțiune a autovehiculului), odată cu dublarea secțiunilor conductelor și orificiilor de dozare. Căldura de vaporizare a metanolului este de circa 3 ori mai mare decât a benzinei (1110 față de 400 kJ/kg) astfel că reducerea de temperatură prin vaporizarea unui amestec teoretic este de șase ori mai mare decât în cazul benzinei (122° față de 20°C); de aici rezultă un spor însemnat al gradului de umplere  $\eta_v$ , cu o creștere proporțională de putere. Sub aspectul raportului de comprimare, metanolul este un combustibil ideal pentru MAS deoarece are  $\text{COR} = 114,4$  și  $\text{COM} = 94,6$ , ceea ce permite utilizarea unui  $\epsilon$  comparabil cu al MAC-ului. Calitățile antidetonante se completează prin aceea că, avînd o căldură latentă de vaporizare foarte mare, răcește intens amestecul prin vaporizare. Un avantaj suplimentar rezultă din faptul că metanolul are limite de infamabilitate mai largi ( $\lambda=2$ , față de  $\lambda=1,4$  la benzină), ceea ce face posibilă folosirea unor amestecuri mai sărace (fig. 25.35, a). Prin utilizarea metanolului pe același motor s-a obținut o creștere a puterii și o reducere a consumului specific  $c_e$  prin mărirea lui  $\eta_v$  și a raportului de comprimare (b). Metanolul crează mari dificultăți la pornire. Presiunea de vapor (Reid) a metanolului este aproximativ 1/2 din a benzinei (0,37 față de 0,75 daN/cm<sup>2</sup>), încît la  $t_0 < 20^\circ\text{C}$ , metanolul nu se vaporizează

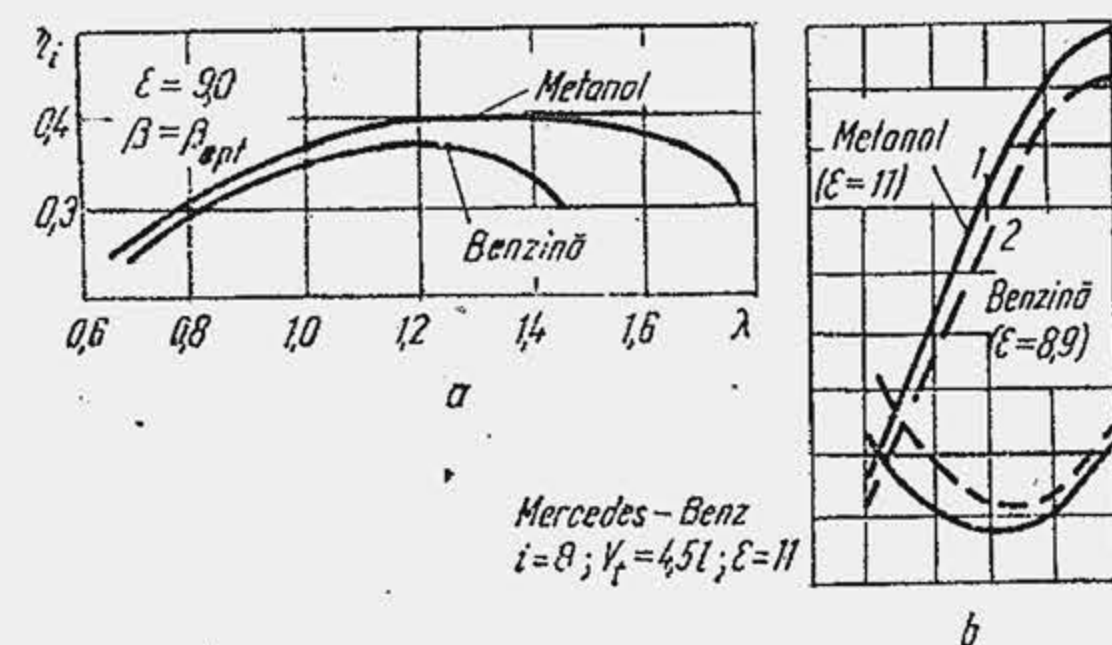


Fig. 25.35. Influența metanolului asupra unor performanțe ale motorului.

( $P_{e \max} = 180 \text{ kW}$  la 5000 rot/min (1);  $c_{e \min} = 280 \text{ g/kWh}$ ; scara:  $\square \rightarrow 20 \text{ kW}$ ; 1000 rot/min; 24 g/kWh);

Tabela 25.6

### Proprietățile unor combustibili pentru motoarele de autovehicule

Nr. crt.	Combustibilul Proprietățile	Benzină		Motorină	Metanol	Etanol
		Regular	Premium			
1	Formula chimică	$\text{C}_{6,9}\text{H}_{14,8}$		$\text{C}_{14,5}\text{H}_{30}$	$\text{CH}_3\text{OH}$	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$
2	Masa moleculară	$\approx 98$		204	32	45
3	Densitatea la 20°C [kg/dm <sup>3</sup> ]	$\approx 0,74$	$\approx 0,75$	0,84	0,795	0,790
4	Viscozitatea $\eta$ la 20°C [Ns/m <sup>2</sup> ]. 10 <sup>3</sup>	0,42	0,42	2...7	0,600	1,200
5	Puterea calorică $Q_i$ [kJ/kg] [:4,185 kcal/kgf]	43940		42000	19665	26780
6	Aerul minim $L_{\min}$	14,9		14,55	6,4	9,0
7	Puterea calorică a amest. $Q_{\text{iam}}$ [kJ/kg]	2990		2925	3073	2975
8	Căldura spec. la 20°C [kJ/kg K] [:4,185 kcal/kgf °K]	2,01	2,01	1,93	2,55	2,72
9	Căldura de vaporizare [kJ/kg]	335...420	290...380	250	1110	905
10	Reducerea de temperatură prin vaporizarea unui amestec teor. [°C]	$\approx 20$	$\approx 23$	—	122	74
11	Cifra oct. COR	90	98	—	110	100
12	Cifra oct. COM	80	90	—	89	92
13	Cifra cet. CC	14	8	45...55	8	3
14	Punct de fierbere la 1,013 bar [°C]	32...187	30...180	180...360	64,5	78,3
15	Punct de congelare [°C]	$< -30$	$< -30$	(+5)...(-35)	-98	-114
16	Punct de inflamabilitate [°C]	$< 20$	$< 20$	65...140	10...11	—
17	Presiunea de vapor (Reid), [daN/cm <sup>2</sup> ] vara/iarna	$< 0,7 / < 0,8$	0,6/0,9	—	0,37	0,20
18	Presiunea de saturație la 0°C [bar] vara/iarna	0,11/0,1	0,11/0,18	—	0,038	—



(punct de fierbere 64,5°C). Pornirea motorului cu metanol este o problemă în curs de rezolvare. Se ameliorează pornirea cu metanol prin adăugare de benzină în proporție de 10...20% (proporție optimă) pentru a pune în circulație o cantitate suplimentară de combustibil. S-a obținut o funcționare satisfăcătoare a motorului turismului Dacia 1300 cu amestec benzină-metanol sau chiar cu metanol prin schimbarea jiclorilor din carburator (orificii mai mari), prin încălzirea conductei de admisiune în funcționare (conductă cu manșon exterior udată cu gaze fierbinți de evacuare) și prin ușurarea pornirii, încălzind aerul aspirat în filtru cu o rezistență electrică.

**Gazoholul** este denumirea dată recent unui amestec de benzină ( $\approx 90\%$ ) și etanol (alcool etilic,  $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$ , cu punct de fierbere 78,3°C). Gazoholul se bucură de atenție din anul 1979, deoarece permite reducerea consumului de hidrocarburi provenite din țiței. Alcoolul se prepară din „substanță verde”, trestie de zahăr, cereale, fructe, cartofi. În anul 1979 a fost brevetat un procedeu care permite să se obțină 400 l alcool izopropanol din 1000 kg deșeuri vegetale (paie, buruieni, frunze, crengi uscate, legume alterate). Firma FIAT, sucursala braziliană, a lansat un motor pentru turismul FIAT 124, care funcționează cu alcool etilic pur. Din anul 1980, firma braziliană va produce zilnic 6...1000 asemenea turisme. Brazilia încurajează folosirea alcoolului dat fiind resursele importante de trestie de zahăr, de care dispune. Se apreciază că prețul turismului va fi cu 10% mai mare, datorită modificărilor necesare pentru pornirea ușoară și încălzirea amestecului, dar cheltuielile de combustibil vor fi mai mici. În Europa (R. F. Germania) se cercetează folosirea alcoolilor (metanol, etanol, izopropanol, izobutanol) în amestec cu motorina. O dificultate de bază o constituie cifra cetanică redusă a alcoolilor ( $\text{CC} = 0...15$ ), din care cauză crește sensibil întârzierea la autoaprindere. Dificultățile se accentuează la pornirea motorului rece, mai ales pe timp de iarnă, precum și la funcționarea în sarcini reduse, când nivelul regimului termic al motorului este mai coborât și nu influențează eficient autoaprinderea. Se urmărește ameliorarea funcționării prin încălzirea fluidului proaspăt, a fluidului motor cu gaze fierbinți de evacuare (gaze recirculate), prin obturarea admisiunii la sarcini reduse, prin adăugare de acceleratori de reacție. S-a aplicat la un motor diesel de camion dubla injecție (injecție de metanol 95%, injecție de motorină 5% pentru aprindere) și injecția de metanol asociată cu aprinderea prin scînteie (una sau două bujii). Soluțiile au dat rezultate bune dar sînt costisitoare. Se caută aditivi pentru a mări stabilitatea amestecului motorină-alcool.

**Hydrogenul** a ajuns în atenție în ultimii ani, deși a mai fost utilizat drept combustibil pentru motor, deoarece s-a sperat să reprezinte un înlocuitor al hidrocarburilor, rezervele pe glob fiind nelimitate. Totuși, în prezent producția și transportul hidrogenului sînt costisitoare (producerea hidrogenului pretinde o mare cantitate de energie), depozitarea și distribuția întîmpină dificultăți. O prognoză pentru hidrogen apreciază că în anul 2000 va deveni un combustibil accesibil. Între anii 1974...75 cercetările pentru folosirea hidrogenului drept combustibil pentru motoare au fost sprijinite de 14 organizații, s-au încercat 49 de motoare cu piston și rotative, 15 automobile au funcționat cu hidrogen, dintre care două cu benzină și adaos de hidrogen.

Hydrogenul se poate utiliza în stare gazoasă sau în stare lichidă, prin injecție. Are o putere calorică pe unitatea de masă de trei ori mai mare decît benzina sau motorina, dar puterea calorică pe unitatea de volum este de 3...4 ori mai mică, deoarece în stare lichidă are o densitate de 10 ori mai mică. Arderea hidrogenului în motor ridică mai multe probleme: viteza mare de ardere, propagarea rapidă a flăcării, exploziile inverse în conducta de admisiune. Viteza mare de ardere (fig. 25.36) micșorează durata arderii la

6...10° RA, ceea ce produce viteze mari de creștere a presiunii. Motorul funcționează violent, amintind funcționarea MAS-ului cu detonație, dar hidrogenul nu detonează în sensul autoaprinderii amestecului din fața flăcării. Arderea violentă a hidrogenului se aseamănă mai curînd cu detonația diesel, în sensul că arderea normală decurge foarte repede. Hidrogenul se aprinde ușor în contact cu gazele fierbinți sau cu punctele calde din cilindru: în cursa de admisiune flacăra trece în conducta de admisiune și produce explozia amestecului. Hidrogenul are limite mari de inflamabilitate,  $\lambda = 0,13...10,2$ , de aceea poate funcționa cu amestecuri foarte sărace, ceea ce face posibilă folosirea reglajului calitativ al sarcinii. La sarcini parțiale motorul realizează un randament indicat superior randamentului realizat prin arderea benzinei. Se previne explozia inversă, autoaprinderea timpurie, arderea violentă, prin injecția de apă, prin injecție de hidrogen în cilindru, prin reducerea raportului de comprimare. S-a studiat prevenirea exploziilor inverse și reducerea duratei de ardere prin amestecarea aerului cu gazele reziduale înainte de admisiunea hidrogenului în cilindru, prin recircularea de gaze de evacuare răcite în prealabil [17]. Prepararea hidrogenului pe autovehicul, simultan cu consumarea lui, pe baza unor procese catalitice, ar putea constitui o soluție de viitor în domeniu. În același sens prezintă interes încercările de fixare chimică a hidrogenului pe metal (compus neexploziv) și de eliberare a lui prin încălzirea purtătorului, proporțional cu sarcina motorului.

**Gazele naturale** (95%  $\text{CH}_4$ ) nu reprezintă un combustibil nou (primul motor cu ardere internă, motorul lui Lenoir a funcționat cu gaz de iluminat), dar au intrat din nou în atenție în jurul anilor '73, la declanșarea crizei combustibilului. Ele au fost încercate mai ales pentru că produc prin ardere „gaze curate”. S-a propus utilizarea metanului sintetic. MAS-ul poate fi trecut ușor de la alimentarea cu benzină la alimentarea cu combustibil gazos, înlocuindu-se carburatorul cu un amestecător. Problema utilizării gazelor naturale este determinată de rezerve, depozitare și distribuție. În U.R.S.S. capătă amploare folosirea gazelor lichiefiate de taxiuri și autobuze din transportul urban. Un turism dispune de un rezervor de circa 90 l gaz lichiefiat. Emisiunile poluante (v. cap. 26) de oxizi de azot și hidrocarburi se reduc cu 10%, respectiv 20%.

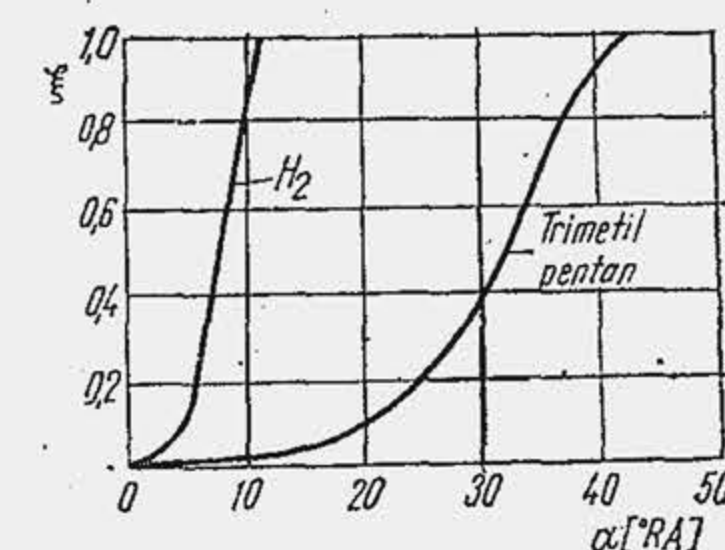


Fig. 25.36. Comparație între caracteristicile de degajare a căldurii.

## BIBLIOGRAFIE

1. Andreescu, C. *Cercetări actuale privind cauzele fenomenului de dispersie ciclică*. Ref. Cat. motoare cu ard. int. I. P. București, 1978.
2. Aramă, C. *Variabile piston stroke boasts engine mpg*. Machine Design, 11, 1976.
3. Aramă, C., Șerbănescu, A. *Economia de combustibil la automobile*. București, Editura tehnică, 1974.
4. Borilă, Gh., Silvestru, C. *Turbosupraalimentarea motorului diesel*. Com. la ses. ICPA, 1977.
5. Eisele, E. *Daimler-Benz Dieselmotoren für Personenwagen in Blickpunkt 30 Jähriger Entwicklung*. M.T.Z., 1, 1969.



6. Eyzat, P. *Amélioration des rendements des moteurs thermiques actuels*. Ing. de l'Automobile, 2, 1977.
7. Grünwald, B. Saviuc, S., Gheorgiu, V. *Controlul masei de gaze reziduale în regimuri de sarcină și turație reduse, la motorul ARO L-25, prin modificarea duratei de deschidere simultană a supapelor*. Buletinul I. P. București, 3, 1979.
8. Hacıan, A. S., Galgovschi, V. R., Nichitin, S. E. *Dovodka rabocego protessa avtomobilnih dizelei*. Moskva, Mašinostroenie, 1976.
9. Hofbauer, P., Sator, K. *Advanced automotive power systems*. SAE Pr. 770113, 1977.
10. Kuzmici, L. *Economie de carburant quel choix?* Ing. de l'Automobile, 2, 1978.
11. Leprince, P. L. ș. a. *Super ou ordinaire? un bilan énergétique*. Ing. de l'Automobile, 11, 1976.
12. Mühlberg, E. *MAN-M-Vielstoffmotor mit partieller Abgasrückführung für Alkoholbetrieb*. A. T. Z., 3, 1963.
13. Pitchford, J. H., Millington, B. W., Howarth, H. M. *Problemele care limitează încă dezvoltarea motorului diesel mic pentru automobile*. Construcția de Mașini, 5, 1968.
14. Rumianțev, S. V. ș. a. *Issledovanie fakelnoi sistemy zajigania*. Moskva, Oboronghiz, 1958.
15. Saviuc, S. *Influența deschiderii simultane a supapelor asupra economiei de combustibil*. Teză de doctorat, I. P. București, 1979.
16. Scott, D. *High swirl combustion chamber cuts emission and consumption*. Automotive Engineering, 6, 1976.
17. Vasilescu, C. A., Ianovici, I., Soiman, M. *Recherches concernant la réalisation d'une combustion normale de l'hydrogène dans les moteurs à allumage par étincelle*. Rev. Roum. Sci. Tech. S. Electrotech. et Energ., 22, 1977.
18. Wolf, W. *Alkohole und ihre motorische Verbrennung*. Erdöl und Kohle. Nov. 1974
19. \*\*\* *Stratified charge engines*. Inst. of Mech. eng. London, 1977.
- 20\*\*\* *Prechamber design improves lean driveability*. Automotive Engineering, 11, 1976.

26.

## POLUAREA CHIMICĂ ȘI SONORĂ A AERULUI PRODUSĂ DE MOTOARELE PENTRU AUTO- VEHICULE

### 26.1. SUBSTANȚE NOCIVE EMISE DE MOTOR

**Surse de noxe.** Emisiunile nocive ale unui motor de automobil sînt generate de două cauze fundamentale: 1) arderea combustibilului; 2) etanșarea imperfectă a cilindrului și rezervoarelor de combustibil (fig. 26.1). Noxele generate prin ardere sînt eliminate în atmosferă prin gazele de evacuare (65%) și parțial prin gazele de carter (15%); noxele determinate de etanșarea imperfectă se evacuează în atmosferă prin evaporarea combustibilului (20%) din CNC-ul carburatorului (1/3) și din rezervorul de combustibil (2/3). Înainte de adoptarea legislației antipoluante, 20% din benzina introdusă în rezervorul unui automobil se risipa în mediul ambiant, ceea ce reprezintă, pentru un motor de 1,3 l care parcurge 30 000 km anual și consumă 8 l/100 km o risipă de  $0,2 \cdot 8 \cdot 30\,000/100 = 480$  l/an. Rezultă astfel că limitarea noxelor nu înseamnă numai protejarea mediului ambiant ci și folosirea mai rațională a combustibilului.

Substanțele nocive din atmosferă sînt de două feluri: substanțe primare și substanțe secundare. Primele sînt substanțe emise direct de surse; ultimele se formează în aer fie prin interacțiunea mai multor substanțe primare, fie prin reacția cu aerul a unor substanțe primare, sub acțiunea factorilor atmosferici (umiditate, căldură raze solare). Substanțele primare sînt în stare gazoasă (CO, HC, NO<sub>x</sub>) sau în stare solidă sub formă de particule (particule de plumb sau funingine). Substanțele secundare sînt smogul fotochimic și smogul umed. Denumirea vine din limba engleză: smog = smoke (fum) + fog (ceață) și s-a răspîndit ca atare.

**Nocivitatea emisiunilor poluante.** Oxidul de carbon (CO) are un efect toxic asupra organismului, deoarece sustrage hemoglobina\* din combinația cu oxigenul, ceea ce împiedică alimentarea țesuturilor cu oxigen. Intoxicația cu CO produce dureri de cap, oboseală, amețeli, tulburări de vedere, irascibilitate, vomă, leșin, comă, moarte.

\* Hemoglobina intră în compoziția sîngelui; este o substanță de culoare roșie care fixează oxigenul (oxihemoglobină) și bioxidul de carbon (carbohemoglobină). În acest fel ea transportă O<sub>2</sub> la țesuturi și CO<sub>2</sub> de la țesuturi la organele respiratorii. Se combină cu CO și formează carboxihemoglobină.



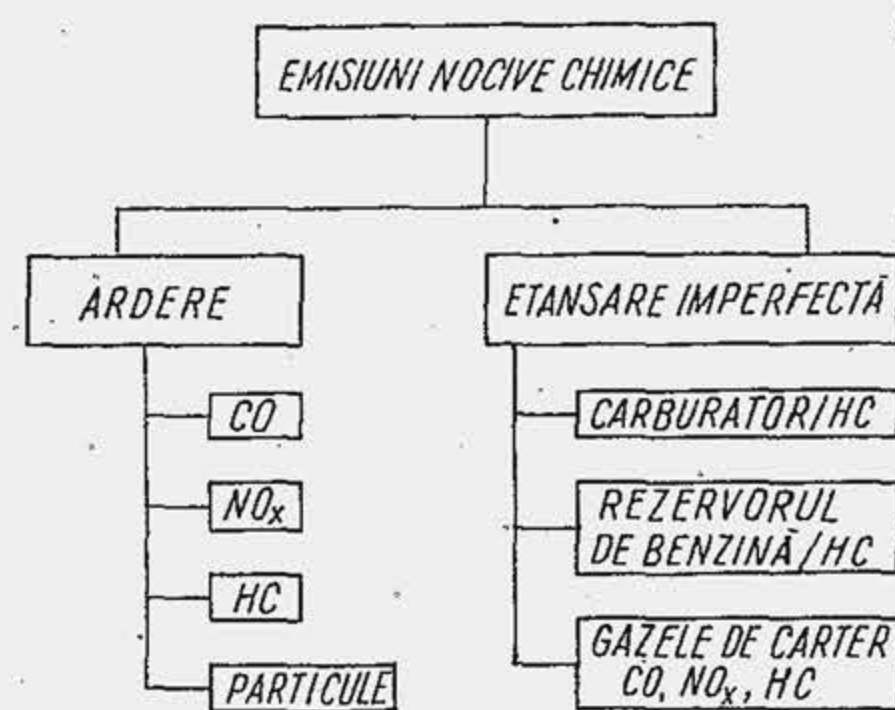


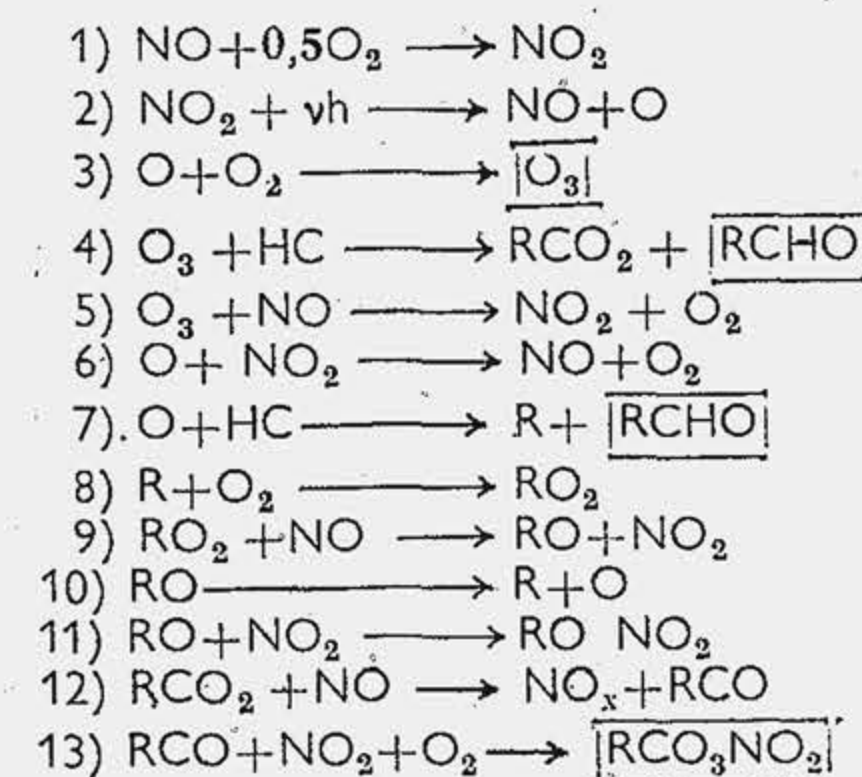
Fig. 26.1. Natura emisiunilor nocive

și căile respiratorii.  $\text{NO}_x$ -ul este mai periculos ca substanță secundară.

**Particulele** sînt alcătuite din carbon și hidrogen (fumul sau funinginea) sau din plumb și compușii lui. Particulele de funingine reduc vizibilitatea. Plumbul este o substanță toxică, particulele mai mici de  $1 \mu\text{m}$  se mențin în aer sub formă de aerosoli și ajung în organism pe căile respiratorii.

În gazele de evacuare se mai găsesc uneori urme de aldehide iar la MAC, oxizi de sulf, cînd motorina conține sulf.

**Smogul fotochimic** (SF) reprezintă o ceață caracteristică unor zone geografice (statul California din S.U.A., Tokio, Iran). SF-ul se formează într-o atmosferă uscată, la o temperatură mai mare decît  $20^\circ\text{C}$ , în prezența razelor solare. Este iritant pentru căile respiratorii și pentru ochi, reduce vizibilitatea. Se consideră că există 13 reacții chimice în lăntuite (fig. 26.2) care formează smogul fotochimic. Mecanismul este declanșat și dezvoltat de  $\text{NO}$  și  $\text{HC}$ , în prezența luminii. SF-ul este alcătuit din trei componente: 1) ozonul,



$\text{NO}$ —oxid de azot;  $\text{NO}_2$ —bioxid de azot;  
 $\text{HC}$ —hidrocarbură;  $\text{O}_2$ —oxigen molecular;  
 $\text{O}$ —oxigen atomic;  $\text{vh}$ —foton;  $\text{O}_3$ —ozon;  
 $\text{R}$ —radical alchil;  $\text{RO}$ —radical oxialchil;  $\text{RO}_2$ —radical peroxialchil;  $\text{RCO}$ —radical acil;  $\text{RCO}_2$ —radical oxiacil;  $\text{RONO}_2$ —nitrat alchil;  
 $\text{RCO}_3\text{NO}_2$ —peroxinitrat acil (PAN);  $\text{RCHO}$ —aldehidă.

Fig. 26.2. Mecanismul smogului fotochimic.

**Hidrocarburile** (se notează convențional HC), ca substanțe primare prezintă miros urît (formaldehida, acrolei-nele) și au acțiune cancerigenă (hidrocarburile aromate cu masa moleculară ridicată; benzpirenul produce în laborator tumori canceroase la animale). HC-ul este nociv mai ales ca substanță secundară.

**Oxizii de azot** (se notează convențional cu  $\text{NO}_x$  și se referă la oxidul de azot  $\text{NO}$  și bioxidul de azot  $\text{NO}_2$  care se găsesc în gazele de evacuare, al doilea în proporție de  $1/10 \dots 1/20$ ), sînt nocivi pentru că și ei fixează hemoglobina din sînge, irită ochii

din reacția (3); 2) aldehidele, din reacțiile (4) și (7); 3) peroxinitratul acil (PAN-ul), din reacția (13). Hidrocarburile din gazele de evacuare contribuie în proporții diferite la formarea smogului fotochimic, ceea ce se apreciază prin indicile RS (RS = reactivitate specifică). Hidrocarburile parafinice au o contribuție neînsemnată la formarea smogului, indicile RS este minim. Olefinele au RS-ul cel mai mare iar aromatele au un RS intermediar. Reducerea conținutului de aromate și olefine micșorează cifra octanică și volatilitatea benzinei.

**Smogul umed** se formează într-o atmosferă umedă, la temperaturi mici, sub  $4^\circ\text{C}$ . Substanțele participante sînt particulele solide de funingine, oxizii sulfurului și oxidul de carbon. Are o acțiune sufocantă. În anul 1952, la Londra și-au pierdut viața 3 500 persoane din cauza smogului umed („smog londonez”).

**Praguri nocive.** Emisiunile poluante sînt dăunătoare sănătății numai atunci cînd depășesc o concentrație maximă într-un interval de timp, numită *prag nociv*. Pragurile nocive sînt extrem de reduse, ceea ce a stimulat dezvoltarea tehnicii experimentale de măsurare. Echipamentele de măsurare reprezintă una dintre realizările de vîrf ale tehnologiei actuale. Pentru pragurile nocive s-a adoptat o unitate de măsură specială și anume numărul de  $\text{cm}^3$  de substanță nocivă raportat la un  $\text{m}^3$  de aer. Întrucît  $1 \text{ cm}^3$  este a milioana parte din

$1 \text{ m}^3$ , unitatea de măsură se numește parte pe milion sau prescurtat ppm:  $1 \text{ ppm} = 1 \text{ cm}^3 / 1 \text{ m}^3$ . Concentrațiile mai mari se exprimă în procente. Există corelația:

$$10\,000 \text{ ppm} = 10\,000 \frac{1 \text{ cm}^3}{1\,000\,000 \text{ cm}^3} = \frac{1}{100} = 1\%. \quad (26.1)$$

Nocivitatea emisiunilor poluante depinde de doi factori și anume: 1) concentrație; 2) durata expunerii. Influența concentrației de CO și a duratei de expunere asupra conținutului relativ de carboxihemoglobină arată (fig. 26.3) că o concentrație sub  $70 \dots 80 \text{ ppm}$  timp de 8 ore este dăunătoare. Acest prag a fost ulterior coborît. Oxidul de carbon ca și alcoolul produce inhibarea unor simțuri, micșorează capacitatea de concentrare și judecată; se crede că o parte din accidente de autovehicule s-ar datora CO-ului, care ajunge la conducător prin ferestrele automobilului. Concentrații de  $75 \text{ ppm}$  pentru 5 minute au fost înregistrate în interiorul autovehiculului, în timpul deplasării. În unele țări, pragurile nocive au fost stabilite la:  $9 \text{ ppm}/8 \text{ ore}$  pentru CO;  $5 \text{ ppm}/8 \text{ ore}$  sau  $0,08 \text{ ppm}/1 \text{ oră}$  pentru  $\text{NO}_x$ ;  $5 \text{ ppm}/8 \text{ ore}$  pentru HC. În România, pragul nociv pentru CO a fost stabilit la  $4,8 \text{ ppm}/0,5 \text{ ore}$  și  $1,6 \text{ ppm}/24 \text{ ore}$ .

## 26.2. ORIGINEA SUBSTANTELOR NOCIVE DIN GAZELE DE EVACUARE ALE MAS-ului

**Originea hidrocarburilor.** Hidrocarburile din gazele de evacuare sînt rezultatul arderii incomplete a benzinei ca urmare a întreruperii propagării flăcării în amestec. Fenomenul de întrerupere a propagării flăcării a primit denumirea de *stingere flăcării* și este de două tipuri: *stingere flăcării la perete* (SFP) și *stingere flăcării în masa gazelor* (SFMG). HC-ul apare și în cazurile banale, cînd scînteia nu se declanșează, sau cînd declanșarea nu este urmată sau este urmată foarte tîrziu (dispersie ciclică) de apariția nucleului de flăcără. Dependența concentrației de HC de presiunea din conducta de admisie  $p_{ca}$  sau de depresiunea  $\Delta p_{ca} = p_0 - p_{ca}$  (fig. 26.4) a permis să se definească două domenii distincte, în care acționează mecanisme distincte de stingere a flăcării: în domeniul A al depresiunilor mari (sarcini reduse) acționează mecanismul

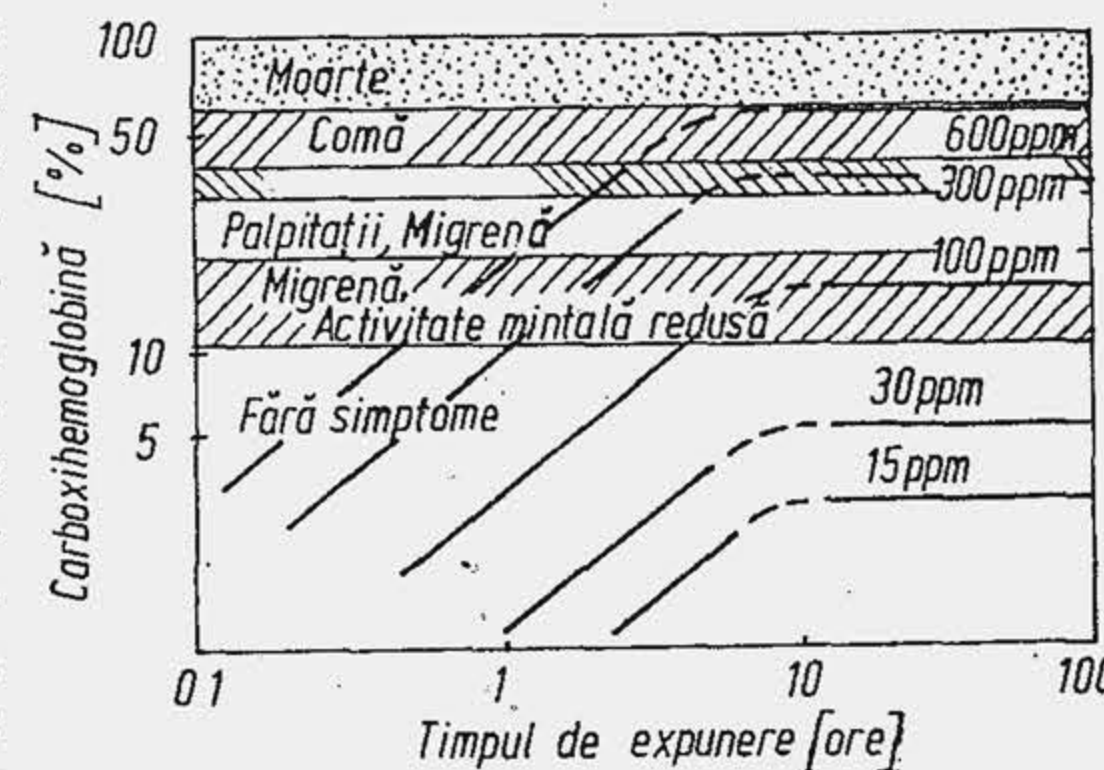


Fig. 26.3. Influența timpului de expunere asupra gradului de intoxicare cu oxid de carbon.



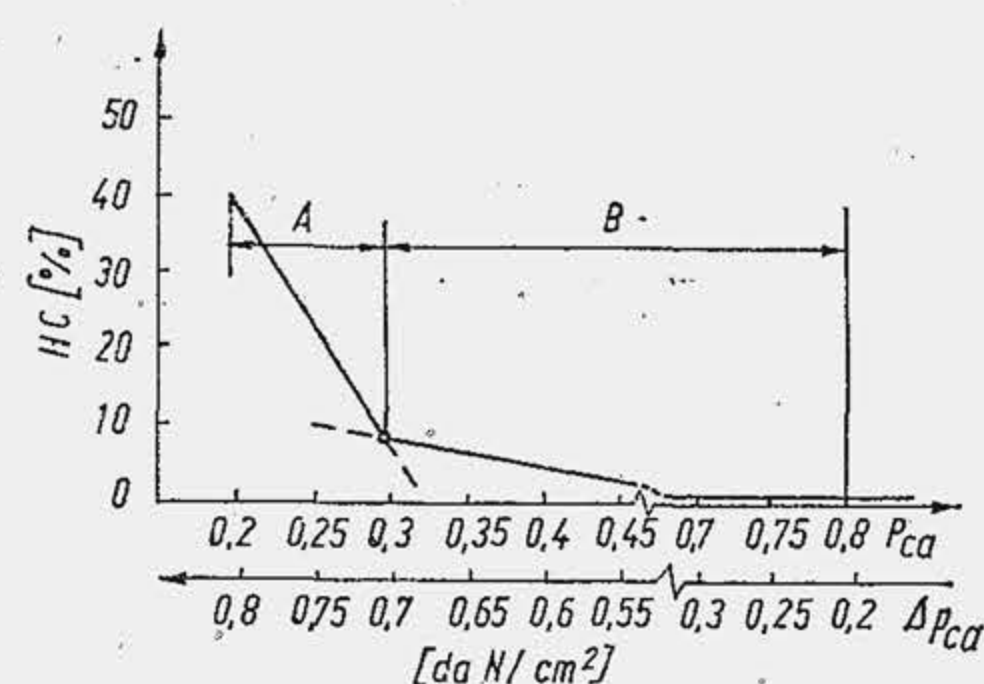


Fig. 26.4. Dependenta concentrației de hidrocarburi de presiunea din conducta de admisiune.

SFMG; în domeniul B, al presiunilor mici (sarcini mari) acționează mecanismul SFP.

Fotografierea camerei de ardere la sarcini reduse a arătat că flacăra se propagă incomplet; punți mari de amestec nu sînt cuprinse de flacăra, flacăra se stinge cu deosebire în dreptul supapei de evacuare. Aceste fapte s-au interpretat în sensul că flacăra nu se propagă într-un amestec foarte diluat cu gaze reziduale, determinîndu-se și o limită a propagării în funcție de proporția de gaze reziduale (fig. 26.5). Pentru a se înlătura presupunerea că la sarcini mici viteza de propagare ar fi micșorată atît de diluarea amestecului cu gaze de ardere cît și de presiunea redusă din cilindru s-a efectuat un experiment remarcabil. S-a fotografiat camera de ardere în condiții specifice de funcționare, la o presiune foarte mare în conductă,  $\Delta p_{ca} = 0,82 \text{ daN/cm}^2$ ; după o suită obișnuită de cicluri s-a întrerupt aprinderea în patru cicluri succesive, ceea ce a permis baleierea completă a gazelor reziduale din cilindru; apoi s-a reluat funcționarea normală. Înainte de întreruperea scînteii s-a constatat o funcționare obișnuită, cu stingerea flăcării în masa gazelor (fig. 26.6, a). Fotografiiile din ciclul care a urmat celor patru cicluri cu aprindere întreruptă arată o flacăra strălucitoare care cuprinde amestecul aproape în întregime (b). S-a verificat astfel că propagarea este posibilă chiar în condițiile unor

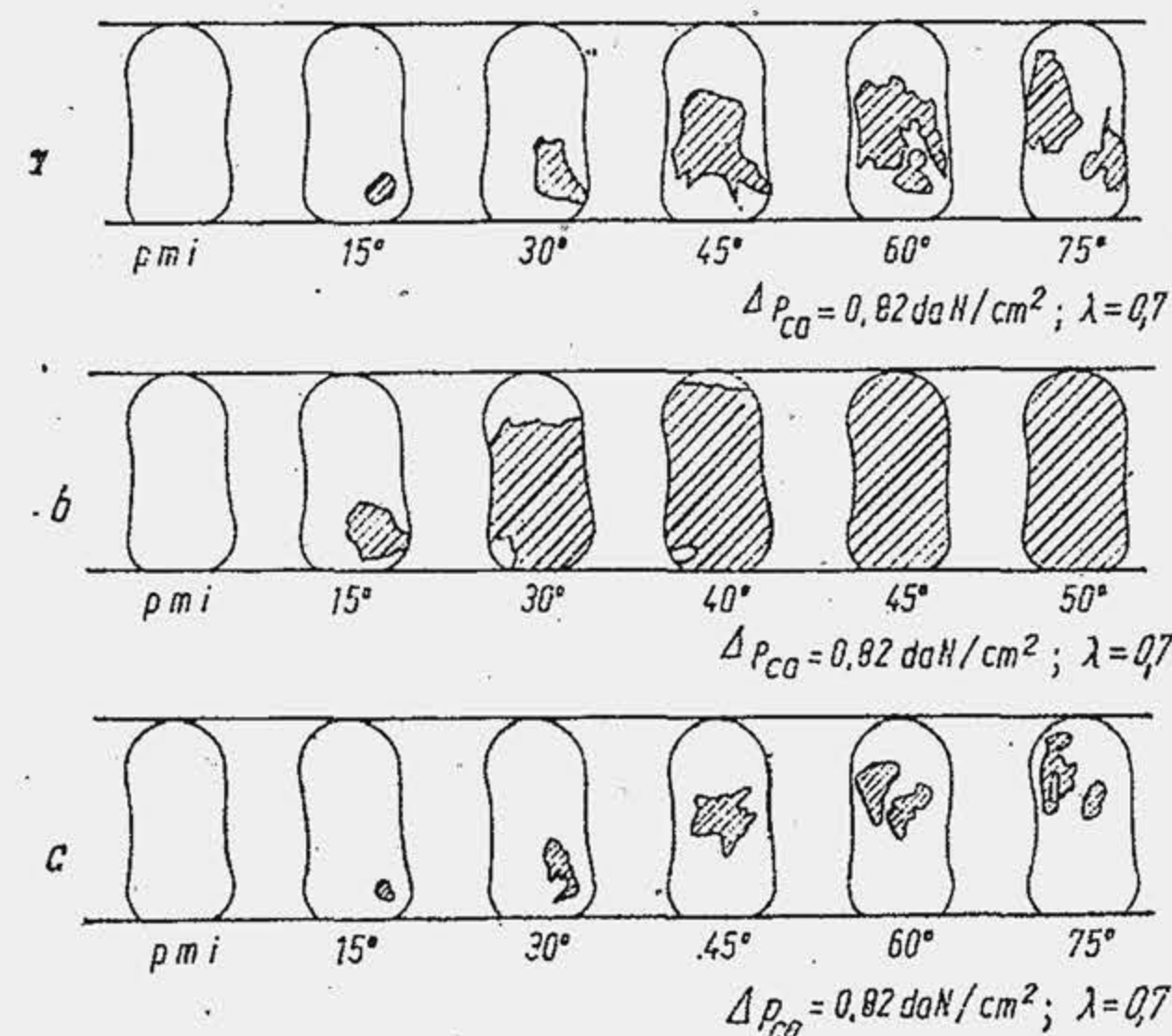


Fig. 26.6. Fotoînregistrarea camerei de ardere a unui MAS cu cameră laterală (zona hașurată reprezintă gazele de ardere).

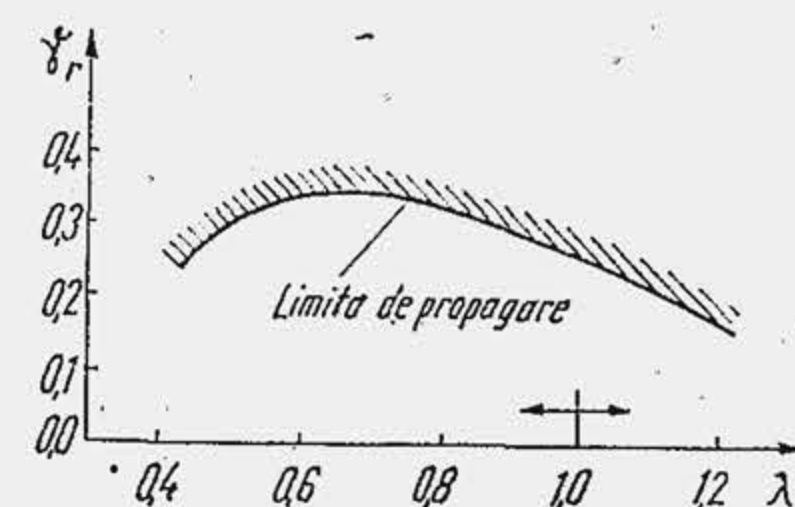


Fig. 26.5. Influența proporției de gaze reziduale asupra limitei de propagare.

depresiuni mari, dacă amestecul proaspăt nu este diluat cu gaze reziduale. Fotografiiile din ciclul următor (al șaselea) arată din nou (c) că propagarea este incompletă, din cauza gazelor reziduale din ciclul precedent. Consecințele fenomenului SFMG (deversarea în atmosferă a unei cantități mari de hidrocarburi nearchate) se limitează, în principiu, prin: întreruperea completă sau parțială a alimentării motorului cu combustibil; arderea hidrocarburilor care părăsesc cilindrul în sistemul de evacuare, înainte de a ajunge în atmosferă.

Mecanismul SFP a fost explicat prin stratul limită format pe pereții camerei de ardere, care au temperaturi relativ mici. La depresiuni reduse sau sarcini mijlocii și mari, proporția de gaze reziduale este mică iar flacăra cuprinde în întregime amestecul pînă ajunge la stratul limită (de grosime 0,2... 0,6 mm) unde se întrerupe din cauza temperaturii reduse. Fenomenul a fost evidențiat în anul 1962 de următoarea experiență: o supapă 1, de construcție specială (16,5 mm diametru, 0,254 mm, ridicarea maximă timp de 10°RA), cu înălțime reglabilă este montată în chiulasă (fig. 26.7); gazele prelevate trec prin canalul 2 și sînt analizate chimic. Debitul de gaze prelevate se alege drept criteriu pentru a defini zona de prelevare. Debitele foarte mici sub 80 cm³/min arată că se prelevează gaze din vecinătatea supapei, adică din stratul limită. Odată cu mărirea înălțimii de ridicare a supapei, crește cantitatea de gaze prelevate, deci proba provine din masa fluidului motor. Se observă că, în cazul debitelor foarte mici, adică în apropierea peretelui, conținutul de hidrocarburi e ridicat, ceea ce demonstrează că amestecul din stratul limită nu arde. Un fapt deosebit a atras atenția că concentrația de HC din gazele de evacuare reprezintă 1/3 din aceea prezentă în cilindru. El a fost explicat parțial prin evacuarea incompletă a hidrocarburilor din stratul limită, parțial prin arderea HC în procesul de evacuare. Hidrocarburile desprinse de pe piston, de pe oglinda cilindrului în cursa de evacuare (fig. 26.8, a, b), ajung în conductă spre sfîrșitul cursei de evacuare. Dacă supapa de evacuare se închide cu întîrziere, o parte din hidrocarburile care se află în apropierea supapei revin în cilindru (curgere inversă) cînd pistonul începe cursa de admisiune (c).

Dacă gazele de ardere conțin oxigen iar temperatura lor este suficient de ridicată, peste 675°C, o parte din HC intră în reacție în procesul de evacuare, cînd se amestecă cu gazele de ardere. Fenomenul a primit denumirea de *postarderea hidrocarburilor* și decurge în două etape: 1) la evacuarea din cilindru; 2) la trecerea prin conductă. În fine s-a observat că în gazele de evacuare se

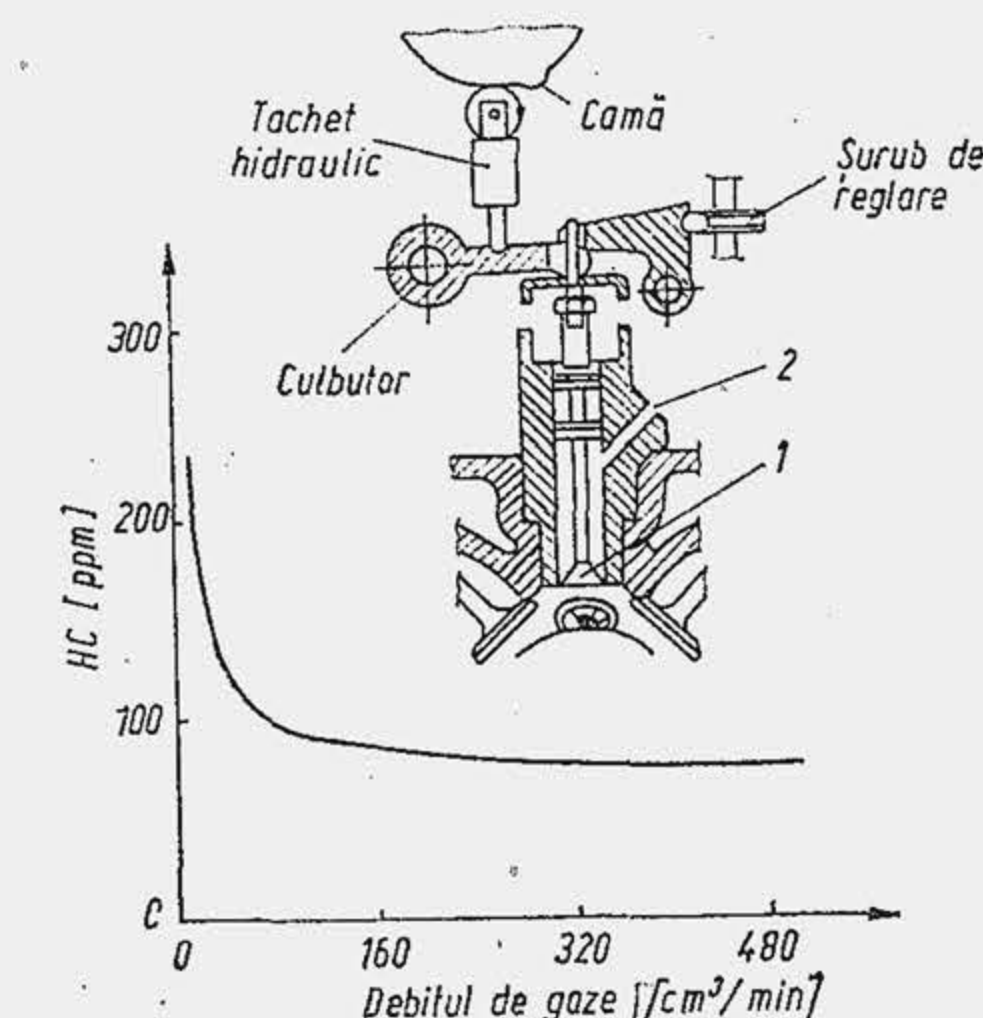


Fig. 26.7. Supapă de prelevare a gazelor de ardere.

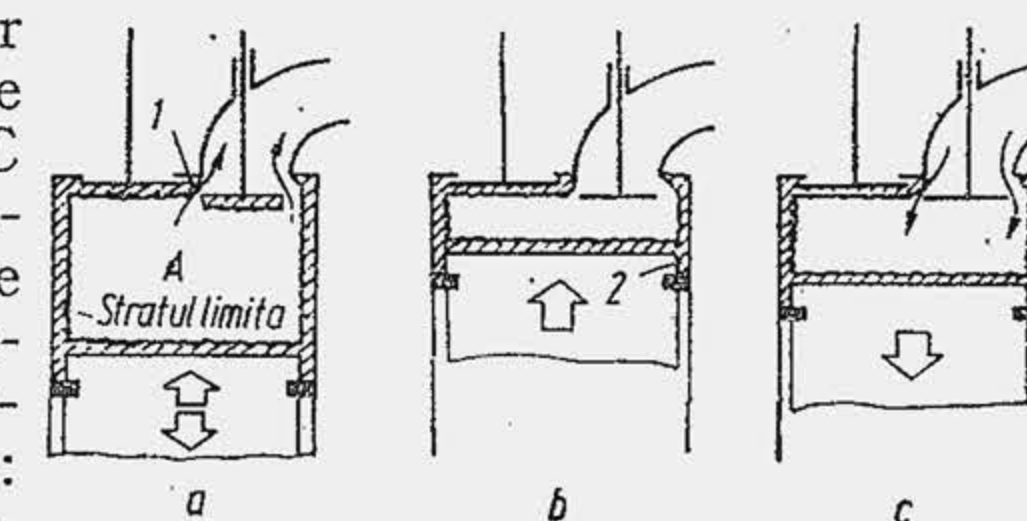


Fig. 26.8. Modelul formării HC-ului în stratul limită.



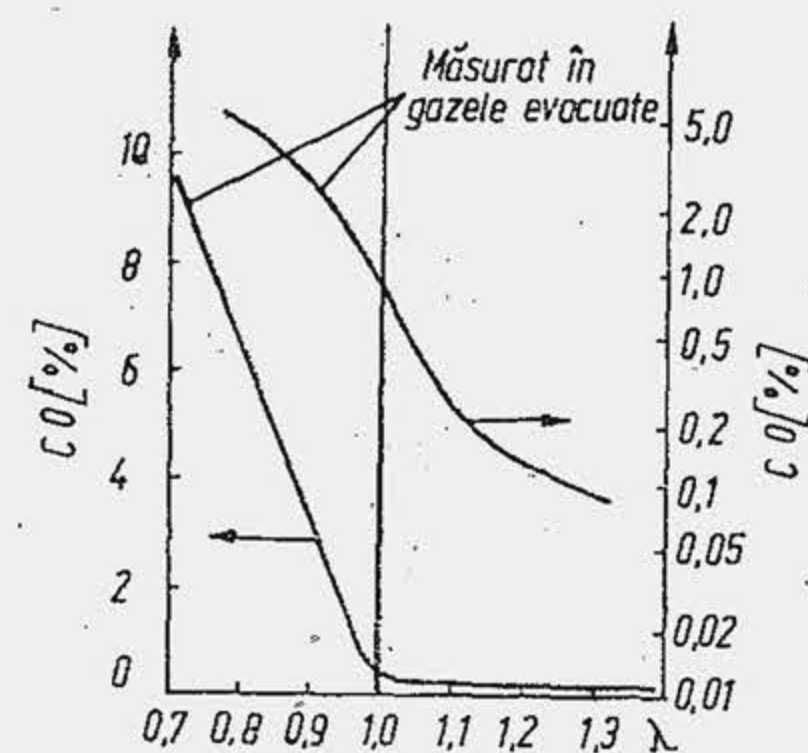


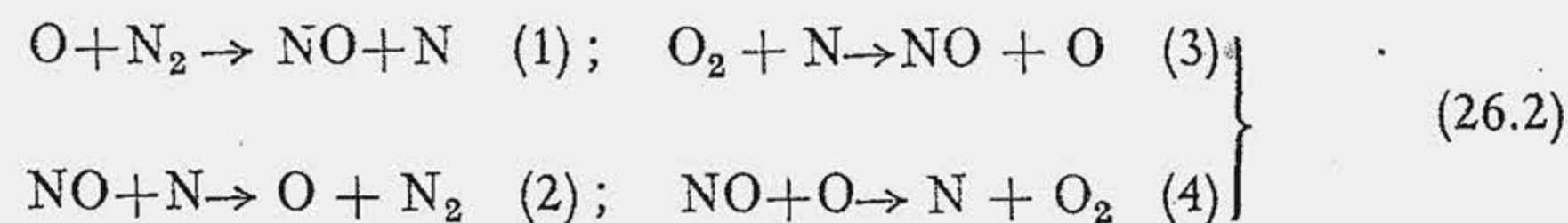
Fig. 26.9. Dependenta CO-ului de calitatea amestecului.

suprafeței camerei de ardere  $A_c$  și volumul camerei de ardere  $V_c$ ; 5) mărirea fracțiunii din gazele de evacuare care revine în cilindru la sfârșitul procesului (supapa de evacuare să se închidă cu întârziere mai mare).

**Originea oxidului de carbon.** CO-ul apare în gazele de evacuare în primul rând ca rezultat al arderii incomplete, determinată de lipsa de oxigen în amestec. În domeniul amestecurilor bogate concentrația de oxid de carbon crește aproximativ cu 3,5%, pentru fiecare reducere a lui  $\lambda$  cu 0,1 unități (fig. 26.9). Prezența CO-ului în gazele de evacuare, la arderea amestecurilor sărace, deși în cantități mici are o explicație mai complexă [6].

**Originea oxizilor de azot.** În anul 1970 s-a cercetat formarea  $\text{NO}_x$ -ului, măsurându-se intensitatea spectrală a radiației emise de reacția  $\text{NO} + \text{O} = \text{NO}_2$ , prin patru ferestre de cuarț, montate în chiulasă, pe direcția de propagare a flăcării, de la bujia B spre zona opusă ei (fig. 26.10, a). Independent s-a aplicat metoda analizei chimice a probelor de gaze de ardere prelevate din două zone diferite ale camerei de ardere (fig. 26.10, b), parcurse succesiv de flacăra care se propagă în cilindru. Deși investigația s-a efectuat prin metode distincte rezultatele obținute au fost foarte apropiate. S-a constatat că: 1)  $\text{NO}_x$ -ul (citește en-o-ics-ul) se formează în timp; 2) conținutul de  $\text{NO}_x$  atinge o concentrație limită sau maximă, care rămâne apoi aproape neschimbată; 3) concentrația maximă de  $\text{NO}_x$  înregistrată într-o zonă a camerei de ardere este mai mare decât aceea înregistrată într-o zonă învecinată, dar parcursă de flacăra mai târziu (gradientul concentrației este aproximativ 1 000 ppm/cm). Rezultatele obținute s-au interpretat în felul următor:

1) creșterea treptată a concentrației locale de  $\text{NO}_x$  arată că procesul de formare decurge cu viteză finită (se infirmă o ipoteză anterioară potrivit căreia  $\text{NO}_x$ -ul se formează la echilibru chimic, deci instantaneu). Se consideră că  $\text{NO}_x$ -ul se formează în urma unei reacții în lanțuite, cunoscută sub numele de *mecanismul Zeldovici* (descoperit cu trei decenii în urmă), formată din următoarele reacții elementare:



Reacțiile (1) și (3) sînt generatoare de  $\text{NO}_x$ , dar în cilindrul motorului concentrația de oxigen atomic este de 100...1 000 ori mai mare decât cea de

găesc numeroase hidrocarburi care nu sînt conținute inițial în benzină, ceea ce s-a explicat prin transformările chimice de oxidare și cracare care au loc în stratul limită.

Concentrația de HC din gazele de evacuare se reduce prin: 1) intensificarea procesului de postardere ceea ce presupune ca gazele de evacuare să conțină oxigen (amestecul să fie sărac) și să aibă o temperatură ridicată (arderea din cilindru să fie deplasată în des-tindere); 2) micșorarea concentrației de HC din stratul limită (să se aspire în cilindru amestecuri cu  $\lambda > 1$ ); 3) reducerea grosimii stratului limită; 4) micșorarea suprafeței pe care se formează stratul limită ceea ce revine la reducerea raportului  $A_c/V_c$ , dintre aria su-

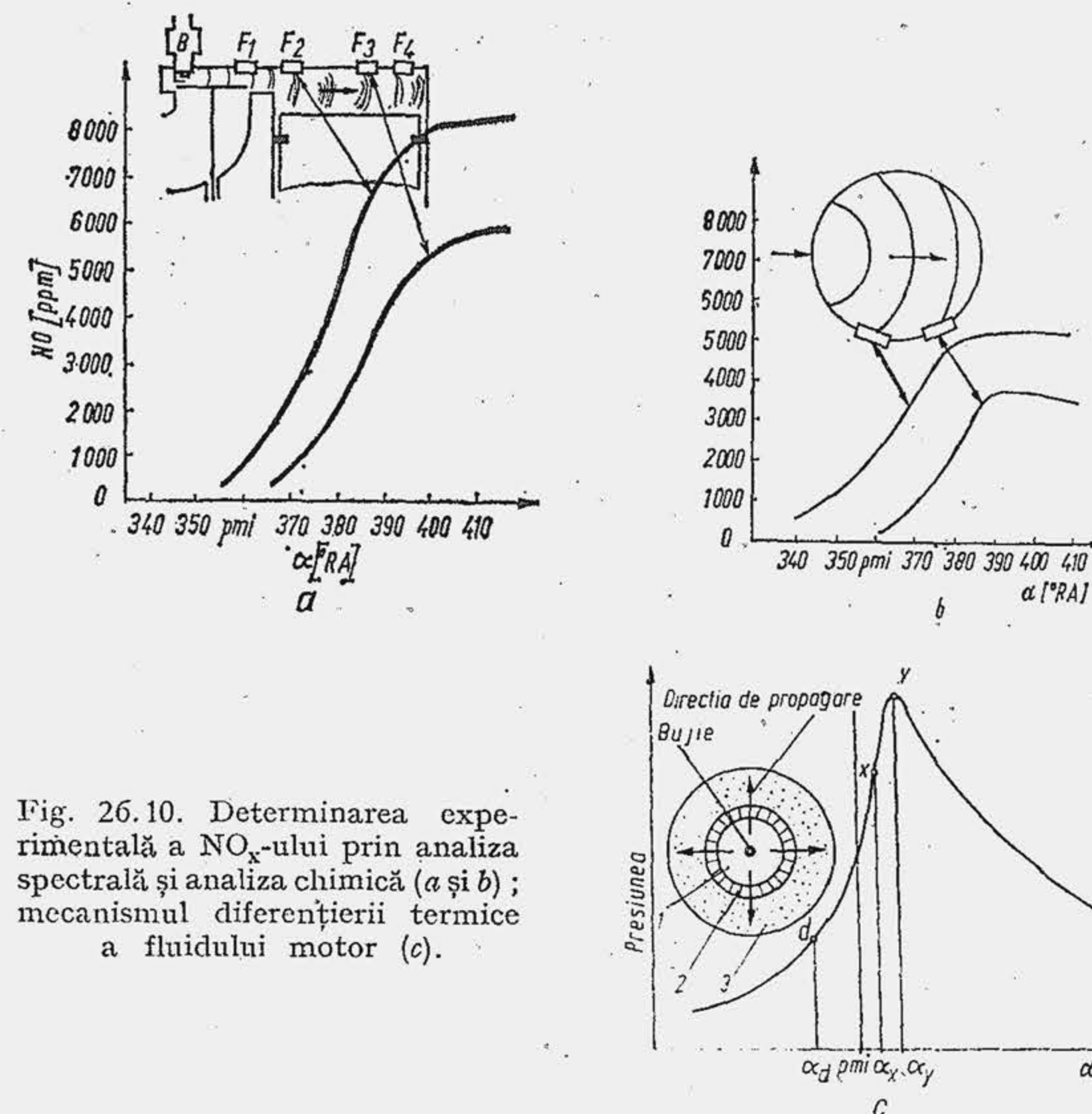


Fig. 26.10. Determinarea experimentală a  $\text{NO}_x$ -ului prin analiza spectrală și analiza chimică (a și b); mecanismul diferențierii termice a fluidului motor (c).

azot atomic, astfel că reacția (1) inițiază lanțul. Pe baza vitezelor reacțiilor (1) și (3) se determină timpul necesar pentru atingerea concentrației maxime. S-a găsit  $4...5 \cdot 10^{-3}$  s, ceea ce, în condițiile experiențelor (motoarele au funcționat cu  $n \approx 1200$  rot/min) a însemnat  $\Delta\alpha = 6.1200 \cdot (4...5) \cdot 10^{-3} = 29...36^\circ\text{RA}$ , valoare care a coincis bine cu experiența;

2) reacțiile (2) și (4) sînt reacții de descompunere a  $\text{NO}_x$ -ului și decurg cu viteze reduse chiar la temperaturi joase. Astfel se explică de ce, în cursele de des-tindere și evacuare, concentrația maximă de  $\text{NO}_x$  format în timpul arderii rămîne practic neschimbată;

3) pentru cunoașterea și controlul formării  $\text{NO}_x$ -ului prezintă un interes deosebit să se clarifice de ce concentrațiile maxime, în două puncte ale camerei de ardere parcurse succesiv de flacăra, diferă sensibil. Dacă se notează cu  $[\text{NO}]$  concentrația momentană de  $\text{NO}_x$ , atunci viteza de formare a  $\text{NO}_x$ -ului este o funcție exponențială de forma

$$d[\text{NO}]/d\tau = A \exp(-B/T) \quad (26.3)$$

unde  $A$  și  $B$  sînt constante, iar  $T$  temperatura. Dacă viteza de formare a  $\text{NO}_x$ -ului variază, înseamnă că temperatura gazelor s-a modificat. De aceea, prezintă interes să se stabilească harta temperaturilor din fluidul motor și evoluția ei în timp. Subiectul este amplu și a fost tratat original și pentru prima dată sistematic în literatura românească\*. O tratare simplificată se

\* Grünwald, B. și Apostolescu, N. *Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă*. București, Edit. Academiei Republicii Socialiste România, 1975.



prezintă în cele ce urmează. Se asociază imaginea simplificată a unei camere de ardere cu bujie centrală cu o diagramă indicată (fig. 26.10, c). La un moment dat  $\alpha_x$ , amestecul este format din trei părți distincte: gazele de ardere (1), flacăra (2), amestecul inițial (3). Într-un interval mic de timp ( $\Delta\alpha$ ), amestecul care reacționează chimic (gazele din zona 2) trece de la temperatura inițială  $T_{ai}$  (700...800°K) la temperatura flăcării  $T_{fi}$  (2700...2800°K) iar volumul lui crește de 3...3,5 ori. Prin dilatare, „gazele de flăcără” comprimă amestecul inițial din zona 3 și gazele de ardere din zona 1. Primul nucleu de flăcără se formează în dreptul bujiei, în momentul  $\alpha_a$ , la presiunea  $p_a$  și temperatura inițială  $T_a$ . Se consideră că, în intervalul  $\Delta\alpha$ , arderea decurge izobar-adiabat, iar temperatura nucleului de flăcără se determină din ecuația de bilanț energetic pentru 1 kg de combustibil (v. rel. 4.70 și exemplul numeric 4.9).

Primul nucleu de flăcără suportă comprimări repetate pînă la presiunea maximă  $p_y$ ; temperatura lui crește după o lege politropă, sau, pentru simplitate, după o lege adiabată

$$T_{fy} = T_{fa} (p_y/p_a)^{1-1/k}. \quad (26.6)$$

Pentru  $p_y = 42$  daN/cm<sup>2</sup>,  $p_a = 12$  daN/cm<sup>2</sup> și  $k = 1,25$  rezultă  $T_{fy} = 2593(42/12)^{1-1/1,25} = 3331$  K, adică temperatura primului nucleu crește de 1,28 ori. În momentul  $\alpha_x$  arderea se declanșează la o temperatură inițială  $T_{aix} > T_{aia}$  deoarece și amestecul inițial este comprimat pe măsură ce flacăra avansează (v. par. 5.3.2); rezultă  $T_{fix} > T_{fia}$ , dar temperatura finală a gazelor de ardere, formate la momentul  $x$ ,  $T_{gax}$ , crește mai puțin, în raportul  $(p_y/p_x)^{1-1/k} = (42/33)^{0,2} = 1,05$ . Astfel, în gazele de ardere se stabilește un câmp de temperatură, pe direcția propagării flăcării. Temperatura cea mai înaltă se înregistrează în gazele de ardere din vecinătatea bujiei; diferența reală de temperatură (ținînd seama și de transferul de căldură la pereți, exponentul politropic  $m < k$ ), pe direcția propagării, între două extremități ajunge la 400...500 K.

Procesul de diferențiere termică a fluidului motor explică în mare măsură deosebiriile dintre concentrațiile maxime care se stabilesc în două zone învecinate ale camerei de ardere, parcurse succesiv de flăcără, deoarece viteza de reacție variază exponențial cu temperatura (rel. 26.3). Se înțelege că gazele de ardere formate la începutul arderii, gazele de ardere din zona bujiei (ZB) au o tendință mai mare la producerea de oxid de azot. Această particularitate este accentuată de un al doilea factor, factorul timp; gazele de ardere din ZB se mențin la o temperatură ridicată un interval mai mare de timp decît gazele de ardere din zona finală ZF.

Se conchide astfel că trei factori fundamentali hotărăsc formarea și concentrația de NO<sub>x</sub>: 1) temperatura, practic temperatura din ZB; 2) timpul, determinat de viteza finită a reacției; 3) oxigenul disponibil necesar pentru dezvoltarea mecanismului Zeldovici, evaluat prin coeficientul de dozaj  $\lambda$ .

Pentru limitarea concentrației de NO<sub>x</sub>, se acționează în următoarele direcții: 1) reducerea temperaturii gazelor din ZB prin răcirea mai intensă a pereților, răcirea cu gaze reziduale sau cu aer, micșorarea gradului de comprimare  $p_y/p_a$ ; reducerea concentrației de oxigen din gazele aflate în zona bujiei, ceea ce se realizează prin stratificarea amestecului (amestec mai bogat în ZB).

**Originea particulelor.** La MAS, particulele nocive din gazele de evacuare sînt acelea care conțin săruri de plumb, care se formează în cilindru, prin

arderea benzinelor cu tetraetil de plumb. Limitarea conținutului de particule de plumb s-ar putea realiza prin eliminarea TEP-ului din benzină sau prin utilizarea unor filtre eficiente.

### 26.3. ORIGINEA SUBSTANȚELOR NOCIVE DIN GAZELE DE EVACUARE ALE MAC-ului

Emisiunile nocive ale MAC-ului sînt în mare parte identice cu ale MAS-ului: NO<sub>x</sub>, HC, CO, dar cu pondere modificată, mai puțin CO și mult mai mult NO<sub>x</sub>. Ele nu cuprind particule de plumb deoarece motorina nu conține un aditiv pe bază de plumb; cuprind în schimb oxizii SO<sub>2</sub>, SO<sub>3</sub>, datorită sulfurii din motorină, dar în proporție neînsemnată. Emisiunile specifice MAC-ului, care prezintă interes sînt fumul și substanțele rău mirositoare.

Originea emisiunilor nocive la MAC este mai puțin cunoscută decît la MAS; ea se explică pe baza unei reprezentări simple a jetului de combustibil într-o cameră de ardere unitară cu mișcare de rotație a aerului (fig. 26.11). Reprezentarea evidențiază mai multe zone, caracterizate prin starea de agregare a combustibilului (vapori sau picături), gradul de amestecare a combustibilului cu aerul (coeficientul local de dozaj  $\lambda_i$ ), temperatură. Fiecare zonă generează substanțe nocive specifice.

**Originea oxizilor de azot.** Sub acțiunea mișcării aerului, anvelopa de vapori este deplasată în avalul jetului; în zona 1 (zona amestecurilor preformate neinflamabile) și zona 2 (zona amestecurilor preformate inflamabile), predomină amestec de vapori și aer. Concentrația crește de la limita frontală a anvelopei ( $\lambda = \infty$ ) pînă la limita frontală a jetului ( $\lambda = 1$ ). S-a arătat (v. par. 6.2) că arderea se dezvoltă inițial în zona 2, prin mecanismul de ardere a amestecurilor performate. Flacăra parcurge rapid (ardere violentă) zona 2 de amestecuri sărace ( $\bar{\lambda} > \lambda > 1$ ,  $\bar{\lambda}$  fiind coeficientul mediu de dozaj pe camera de ardere). Creșterea de temperatură și oxigenul liber întrețin mecanismul Zeldovici. Zona 2 generează NO<sub>x</sub>. Ca și zona din vecinătatea bujiei la MAS zona 2 cuprinde gaze de ardere care se formează inițial și este la fel influențată de cei doi factori — timpul de temperatură — care intensifică procesul de formare a NO<sub>x</sub>-ului. Ulterior, intră în reacție combustibilul din zona 3, arderea decurge prin mecanismul difuziv (v. fig. 6.6). În flacăra din jurul picăturii dozajul este stoichiometric dar temperatura e ridicată; se generează din nou NO<sub>x</sub> dar în cantități mici.

**Originea hidrocarburilor.** Flacăra din zona 2 încearcă să se răspîndească în zona 1; aici amestecurile sînt foarte sărace și ca urmare propagarea se întrerupe, flacăra se stinge. Fenomenul se aseamănă cu cel din stratul limită de la MAS. În zona 1 arderea nu se dezvoltă dar amestecul se încălzește, combustibilul suferă transformări chimice lente, cu formare de hidrocarburi intermediare.

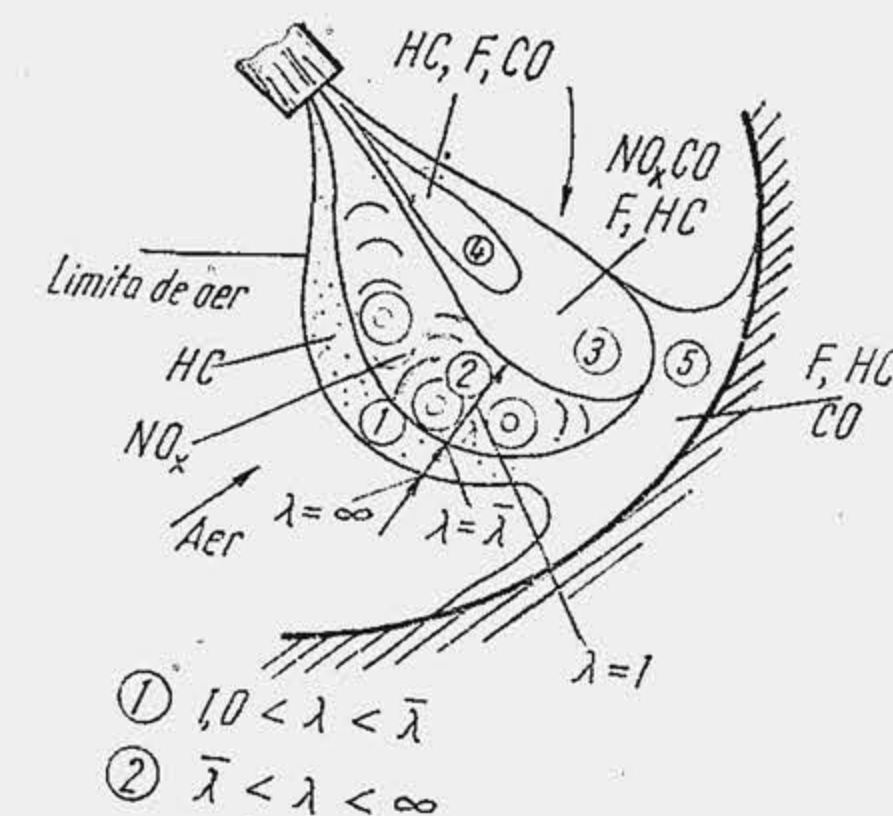


Fig. 26.11. Mecanismul formării emisiunilor nocive în jetul de combustibil, la un MAC.



Ca și stratul limită de la MAS zona 1 funcționează ca un reactor chimic: la alimentarea motorului cu o hidrocarbură pură, în gazele de evacuare apare o mare varietate de hidrocarburi (s-au înregistrat până la 200 hidrocarburi, dar se crede că numărul lor ajunge la 1 000). Hidrocarburile se formează și în zona 3, când picăturile nu primesc oxigen suficient.

În lipsa oxigenului se formează HC și în zona 4, zona lichidă a jetului sau coada jetului precum și în zona 5, zona combustibilului depus pe perete.

**Originea oxidului de carbon.** Ca și la MAS, oxidul de carbon se formează când lipsește oxigenul, ceea ce se întâmplă în zona 1 (prin stingerea flăcării hidrocarburile se descompun până la formare de CO) precum și în zonele 3, 4, 5. Concentrația de CO la MAC coboară mult sub aceea înregistrată la MAS.

**Originea fumului.** Fumul emis de MAC este de trei feluri: fum alb, fum albastru, fum negru (funingine). Fumul alb apare la pornirea motorului rece și în perioada de încălzire. Este format din particule lichide de combustibil nears cu diametre de 1  $\mu\text{m}$ . Din cauza temperaturilor reduse o parte din doza de combustibil nu arde sau condensează în cursa de destindere. Fumul albastru apare la mers în gol și sarcini mari; este alcătuit din combustibil nears (particule de 0,5  $\mu\text{m}$ ) și ulei. Culoarea albastră se datorește dispersiei preferențiale a luminii de către particulele mici. Se formează în zonele reci (zona 1) sau cu lipsă de aer. Fumul alb și albastru se mai numesc „fum rece” deoarece se formează la temperatură redusă. Fumul negru apare în regimurile de vîrf, dar și în regimuri de accelerare și turații mici. Este alcătuit din particule carbonose, de circa 1  $\mu\text{m}$ . Se formează în amestecuri cu concentrație mare de combustibil (zonele 3, 4 și 5) prin cracare, polimerizare sau condensare, urmate de dehidrogenare. Particulele de funingine intră parțial în reacție dacă găsesc oxigen și temperatura este ridicată. Ca urmare, conținutul de funingine este rezultatul a două acțiuni: una conduce la formarea de fum negru (lipsa de oxigen și temperatura redusă), cealaltă la descompunerea lui prin ardere.

**Originea substanțelor rău mirositoare.** Se consideră că substanțele rău mirositoare (hidroxi-indanonă, metilfenol, cu miros de afumat; furani, alkil-benzaldehide, cu miros de ars; alkenone, dienone, indanone, cu miros de ulei ars; fenoli, benzaldehide, cu miros iritant) se formează prin oxidarea parțială a combustibilului, în zona de amestec sărac (zona 1). Cercetările pentru depistarea substanțelor rău mirositoare întâmpină dificultăți, deoarece cu aparatura de astăzi se măsoară concentrații de ordinul  $1 \cdot 10^{-9}$ , iar prin simțul olfactiv omul sesizează concentrații de  $1 \cdot 10^{-18}$ .

## 26.4. MIJLOACE DE REDUCERE A EMISIUNILOR POLUANTE

### 26.4.1. SOLUȚII PENTRU MAS

Există două domenii mari în care trebuie să se acționeze pentru limitarea emisiunilor poluante: domeniul concepției și domeniul exploatării. În continuare se prezintă câteva soluții din domeniul concepției.

**Controlul calității amestecului.** Întrucît substanțele nocive din gazele de evacuare sînt produse ale arderii, dozajul are o influență fundamentală,

care trebuie corelată cu economia de combustibil și puterea motorului (fig. 26.12). Concentrația de HC scade cu  $\lambda$  pînă la  $\lambda \approx 1,2 \dots 1,25$  deoarece se reduce proporția de hidrocarburi din stratul limită și crește cantitatea de  $\text{O}_2$  disponibilă pentru post-arderea în procesul de evacuare. Sărăcirea în continuare a amestecului produce o creștere a HC-ului deoarece scade temperatura gazelor de evacuare și frînează post-arderea. Concentrația maximă de  $\text{NO}_x$  se atinge pentru  $\lambda \approx 1,15$  ca urmare a acțiunilor contradictorii ale oxigenului și temperaturii. Concentrația de CO crește odată cu îmbogățirea amestecului. Influența lui  $\lambda$  asupra noxelor, puterii și consumului de combustibil reprezintă cea mai dramatică împrejurare în care se găsește astăzi MAS-ul: orice avantaj obținut în o privință prin modificarea lui  $\lambda$  are dezavantaje în alte privințe. În ultimii ani s-a admis un oarecare sacrificiu de putere (de 4...6%, prin reglajul  $\lambda > \lambda_p$ ), iar prin perfecționarea carburatorului s-a restrîns plaja de abateri ( $\Delta\lambda_a < \Delta\lambda_b$ ). A rezultat astfel o ameliorare a consumului de combustibil și o reducere a CO-ului și HC-ului. Dezideratul actual este de a asigura funcționarea stabilă cu amestecuri sărace ( $\lambda \approx 1,25$ ) pentru a reduce HC-ul și  $\text{NO}_x$ -ul, deziderat care se speră că va fi împlinit prin punerea la punct a arderii stratificate.

Calitatea amestecului este implicată nu numai în regimurile de vîrf. Marea varietate a regimurilor de funcționare a motorului de autovehicul (v. fig. 17.17), reprezentată de patru clase caracteristice (tab. 26.1) cu ponderi diferite: le duratei de funcționare, pretinde o mare varietate de dozaje, cu implicații distincte pentru emisiunile nocive. Regimul de mers în gol, care generează mari cantități de CO din cauza amestecului bogat pe care-l pretinde, pentru a asigura stabilitatea aprinderii și arderii s-a bucurat de o deosebită atenție. Primele legiferări în Europa s-au referit la acest regim și au limitat concentrația de CO la 4,5%; recent, în unele țări (Suedia, Japonia, S.U.A.) norma s-a redus la 3% și chiar 1%, ceea ce s-a obținut prin mărirea lui  $\lambda$ . Pentru a asigura funcționarea stabilă s-a asociat mărirea turației de mers în gol (care asigură un regim termic mai ridicat, o viteză mai mare de curgere a ameste-

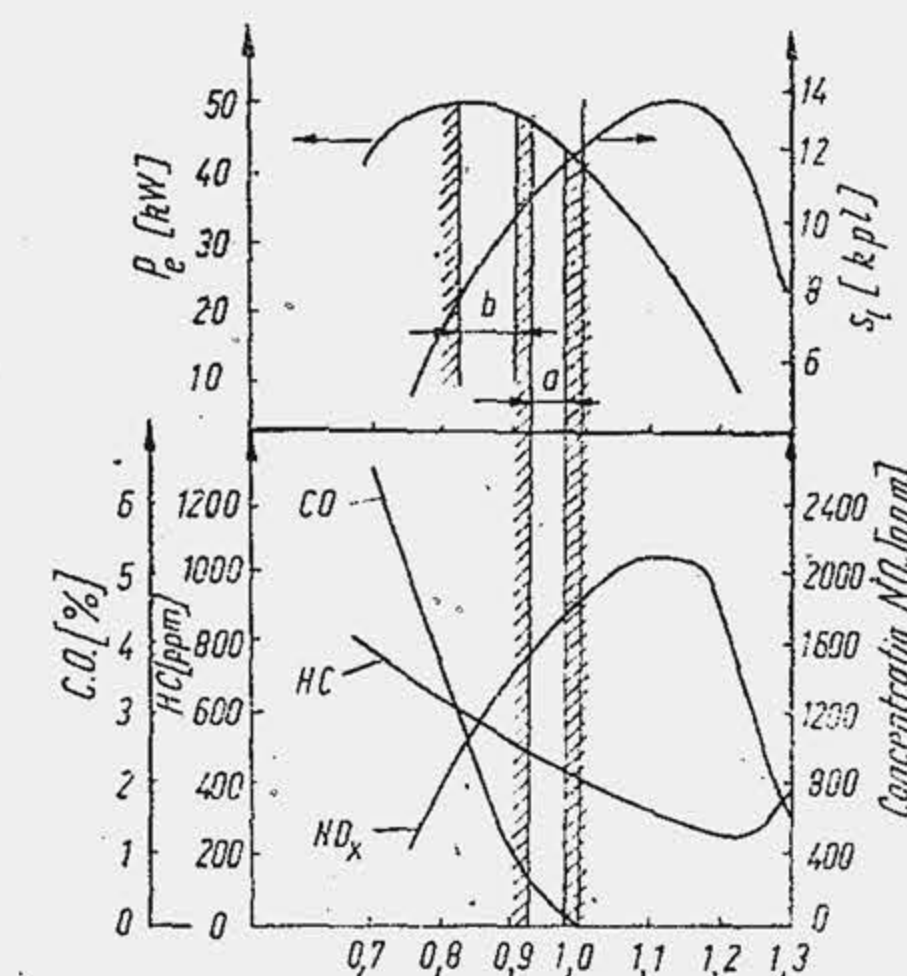


Fig. 26.12. Influența coeficientului de dozaj asupra unor performanțe ale motorului.

Tabela 26.1

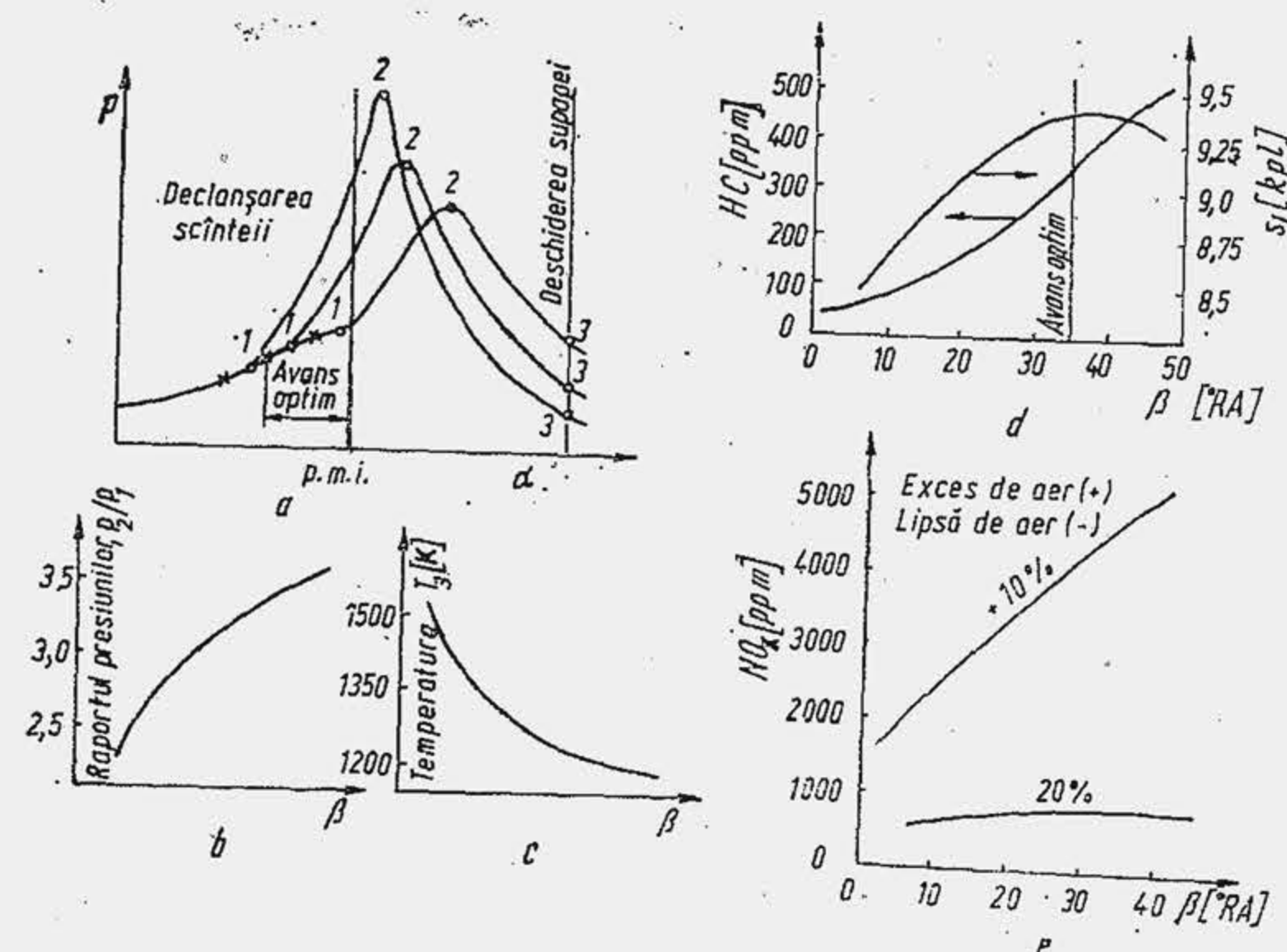
Dependența emisiunilor poluante de natura regimurilor de funcționare

Regimul funcțional	Pondere regimurilor, %		Emisiuni poluante		
	Motoare de litraj mare	Motoare de litraj mic și mijlociu	CO [%]	$\text{NO}_x$ [ppm]	HC [ppm]
Mers în gol	15	30	3...8	35	4 800
Accelerare	32	21	3	1 350	1 000
Decelerare	32	19	6	20	16 000
Croazieră	21	30	3,5	1 200	300



Eficiența unor camere de ardere pentru limitarea emisiunilor poluante

	Conținutul, în g/milă		
	HC	CO	NO <sub>x</sub>
Standard S.U.A. 1976 (propunere inițială, 1970)	0,46	4,7	0,39
Standard S.U.A. 1976 (modificat)	1,50	15,0	2,00
Honda CVCC (realizat în 1973)	0,23	2,0	1,03
Toyota TGP (realizat în 1976)	1,2	7,1	1,4
	Conținutul în g/test		
	HC	CO	NO <sub>x</sub>
Standard (ciclu european CEE 15)	3,11	80,4	6,14
Honda CVCC	2,15	19,5	3,14
Fireball	2,90	20,0	2,00

Fig. 26.13. Influența avansului la declanșarea scintei asupra concentrației de NO<sub>x</sub> și HC.

cului și permite reducerea gradului de îmbogățire a acestuia) cu reducerea avansului până la anulare (scînteia se produce la presiunea de comprimare maximă, ceea ce ușurează apariția flăcării și mărește stabilitatea la aprindere), încălzirea intensă a amestecului, completarea carburatorului cu dispozitive care împiedică dereglarea subiectivă a reglajului. S-a dat apoi atenție coeficientului de dozaj în regim de croazieră, prin o ușoară săracire a amestecului la sarcini mici. Pentru regimul de decelerare s-a adoptat dispozitivul de închidere treptată a obturatorului (dash-pot) care nu compromite performanțele dinamice ale autovehiculului (v. fig. 25.20).

**Modificarea avansului la declanșarea scintei.** Prin mărirea lui  $\beta$  ( $\beta > \beta_{opt}$ ) rezultă o creștere a gradului de comprimare ( $p_v/p_a$ ) a gazelor de ardere din ZB (se generează cantități suplimentare de NO<sub>x</sub> prin efect de temperatură) și o reducere a temperaturii  $T_u$  (crește concentrația de HC prin frînarea procesului de post-ardere a hidrocarburilor în evacuare). S-a acționat în sens invers ( $\beta < \beta_{opt}$ ) și cu creșterea inevitabilă a consumului de combustibil s-a redus concentrația de HC și NO<sub>x</sub> (fig. 26.13).

**Modificarea camerei de ardere și a raportului de comprimare.** În acest domeniu au găsit aplicabilitate mai multe idei: 1) dacă la același volum  $V_c$  se micșorează aria  $A_c$  volumul stratului limită se reduce și totodată scade concentrația de HC. Trecerea de la camera 1 la camera 4 (fig. 26.14) este avantajoasă sub acest raport dar sacrifică o cucerire câștigată: mișcarea intensă a fluidului motor la sfîrșitul arderii. Raportul  $A_c/V_c$ , definit de relația [1]

$$A_c/V_c = (2/D)[2 + (\epsilon - 1)/\psi], \quad (26.7)$$

se reduce dacă se mărește alezajul  $D$ , raportul  $\psi = S/D$  și dacă se reduce  $\epsilon$ . Orice acțiune în

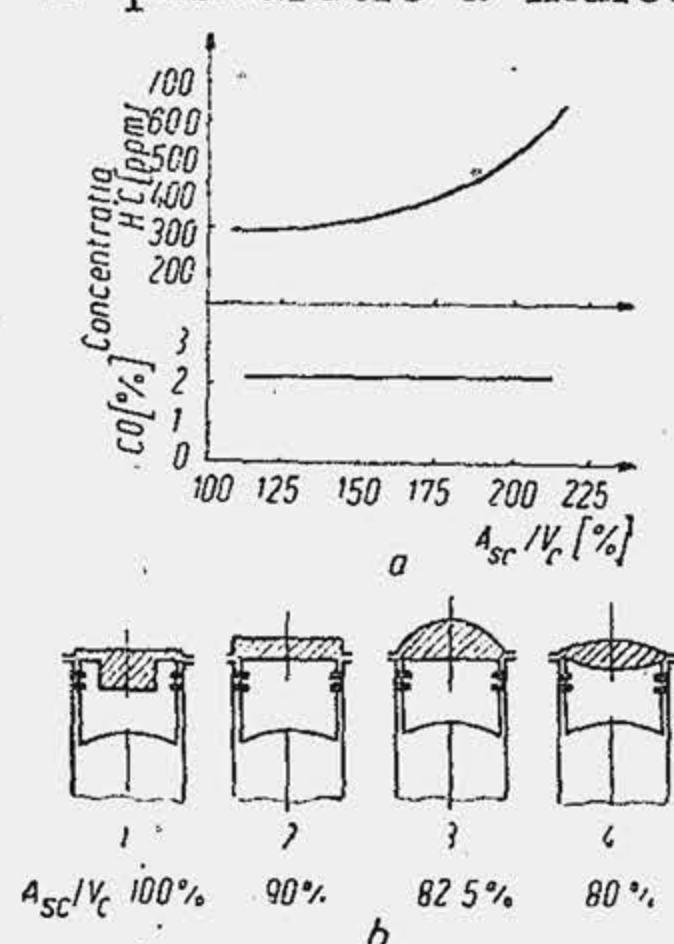
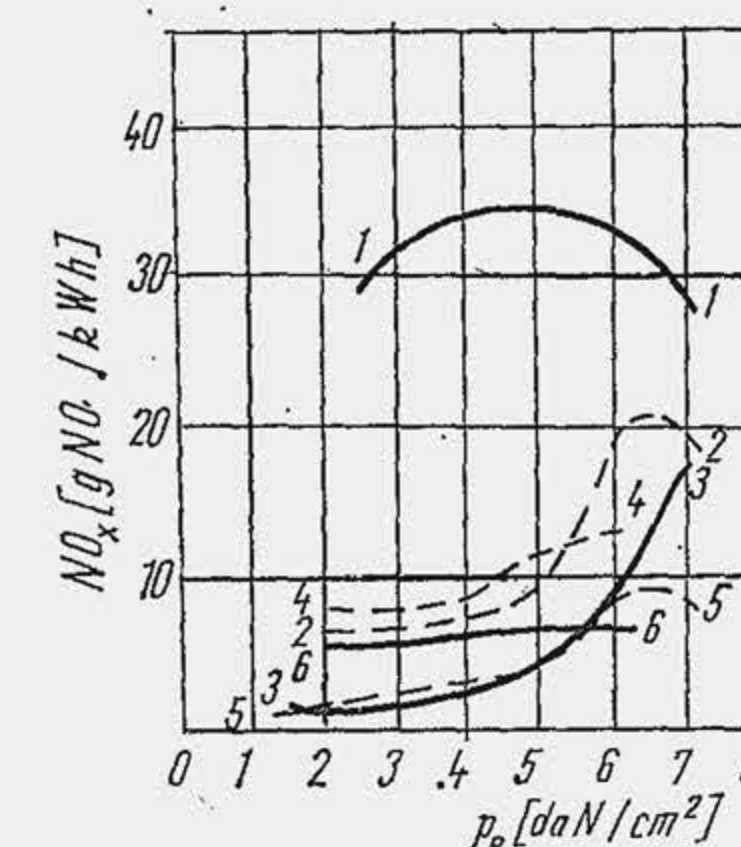


Fig. 26.14. Influența camerei de ardere asupra raportului arie/volum.

acest sens impune să se abandoneze ceea ce s-a obținut cu eforturi mari:  $\epsilon$  mare,  $D$  și  $\psi$  mic; 2) reducerea raportului de comprimare micșorează concentrația de NO<sub>x</sub>, prin efect de temperatură asupra gazelor de ardere din ZB, și face posibilă utilizarea benzinelor neetilate, deci se elimină emisiunile de plumb. Soluția s-a aplicat în S.U.A., unde raportul mediu de comprimare a scăzut în ultimii ani de la 10,5 la 8,6; în Europa soluția n-a fost adoptată deoarece mărește consumul de combustibil și ca urmare s-a înregistrat o creștere, în continuare, a lui  $\epsilon$  mediu, până la 9,3 pe turisme de serie și 10,6 pe turisme sport; 3) stratificarea amestecului aduce ameliorări sensibile ale emisiunilor poluante. Camera de ardere divizată Honda CVCC (v. pag. 860) a permis, încă în anul 1973, să se coboare nivelul noxelor, cu o singură excepție, sub normele severe din S.U.A. (tab. 26.2). Gazele de ardere din ZB generează mai puțin NO<sub>x</sub> (amestec bogat în zona bujiei); conținutul de HC și CO se reduce deoarece se folosesc amestecuri sărace, iar turbulența intensă micșorează grosimea stratului limită de pe pereți. Recent, performanțele arderii stratificate în domeniul controlului emisiunilor nocive au fost egalate de camera de ardere Fireball (v. pag. 859) și camera de ardere Toyota (v. pag. 859) fără stratificare, dar care apelează la rapoarte mari de comprimare ( $\epsilon=16$  pentru Fireball) și amestecuri foarte sărace. Toate procedeele de stratificare a amestecului (v. pag. 860) se dovedesc eficiente sub raportul reducerii NO<sub>x</sub>-ului (fig. 26.15).

**Perfecționarea sistemului de alimentare cu combustibil.** 1) Carburatorul a fost îmbunătățit în privința încălzirii amestecului, măririi vitezei de curgere la sarcini și turații reduse, distribuției mai uniforme a amestecului (v. pag. 863), sporirii preciziei de fabricație pentru

Fig. 26.15. Comparatie între concentrațiile de NO<sub>x</sub> produse de diferite camere de ardere divizate: 1 - British Leyland standard (1,81); 2 - British Leyland reglat pentru  $c_{e \min}$ ; 3 - British Leyland reglat pentru NO<sub>x min</sub>; 4 - VW2; 5 - Porsche; 6 - Texaco.



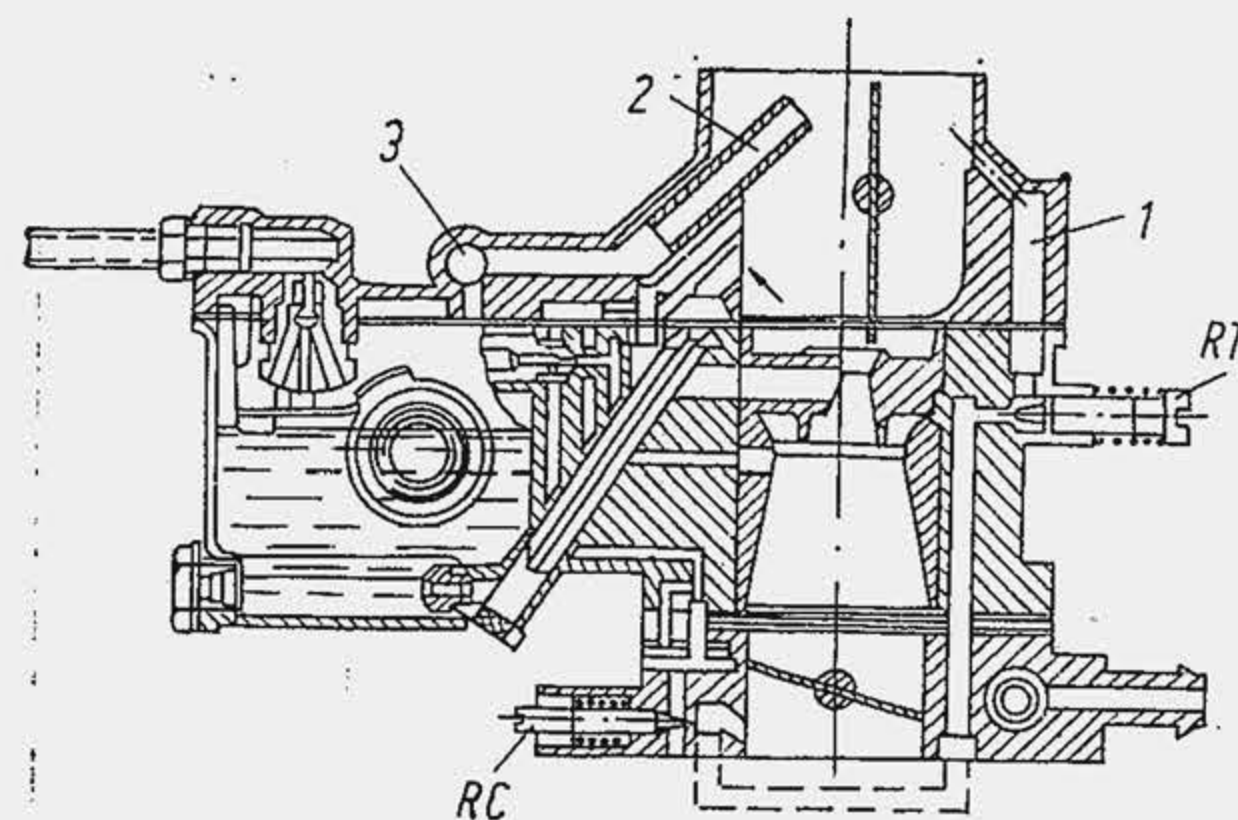


Fig. 26.16. Carburatorul Solex al motorului turismului Dacia 1300 cu un dispozitiv antipoluant de mers în gol.

admisiiune prin orificiul 2 (fig. 26.17, a), renunțându-se la comunicația cu mediul ambiant (orificiul 1). Soluția reprezintă un compromis. În funcționare, vaporii sînt aspirați în cilindru; la staționare (b) cu motorul cald, vaporii sînt evacuați în atmosferă (se deschide supapa 1 și eliberează canalul 2), altfel s-ar acumula în camera de amestec a carburatorului și ar face imposibilă pornirea motorului cald din cauza amestecului foarte bogat. 2) Injectia de benzină cu comandă electronică (v. pag. 865) asigură o reducere sensibilă a CO-ului (fig. 26.18) prin reglarea mai precisă a dozajului și pulverizarea mai bună a combustibilului. În plus, prin elaborarea unui sensor (Lambda Sensor) sensibil la concentrația de  $O_2$  din conducta de evacuare, se transmite un semnal la blocul electronic de comandă care modifică doza de combustibil pentru a aduce dozajul în limitele programate.

**Recircularea gazelor de evacuare** urmărește să introducă în cilindru o fracțiune din gazele de evacuare, eventual răcite în prealabil. Se diluează astfel amestecul cu gaze care nu conțin  $O_2$  și sînt inerte chimic, ceea ce micșorează viteza reacțiilor de formare a  $NO_x$ -ului. Procedul este relativ sim-

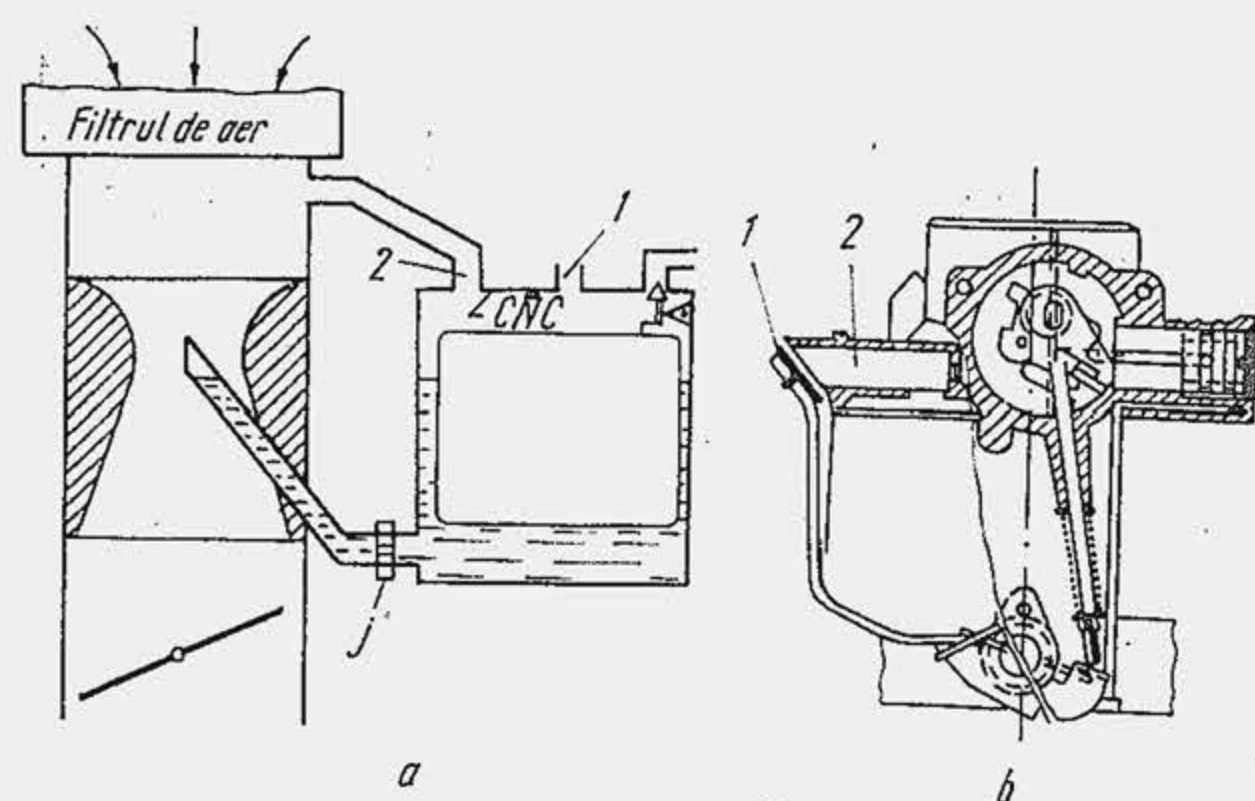


Fig. 26.17. Camera de nivel constant echilibrată (a); sistemul de pîrghii pentru deschiderea supapei 1, la staționare (b).

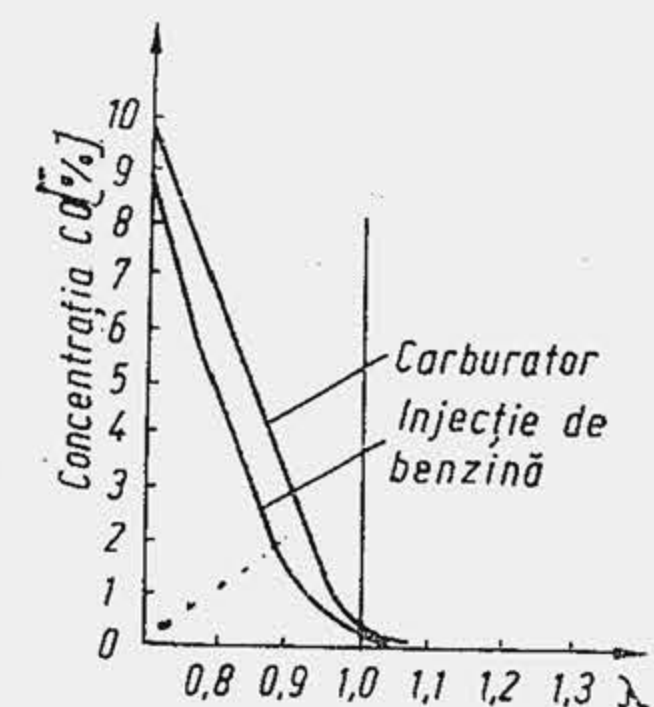


Fig. 26.18. Influența procedului de alimentare cu combustibil asupra concentrației de CO.

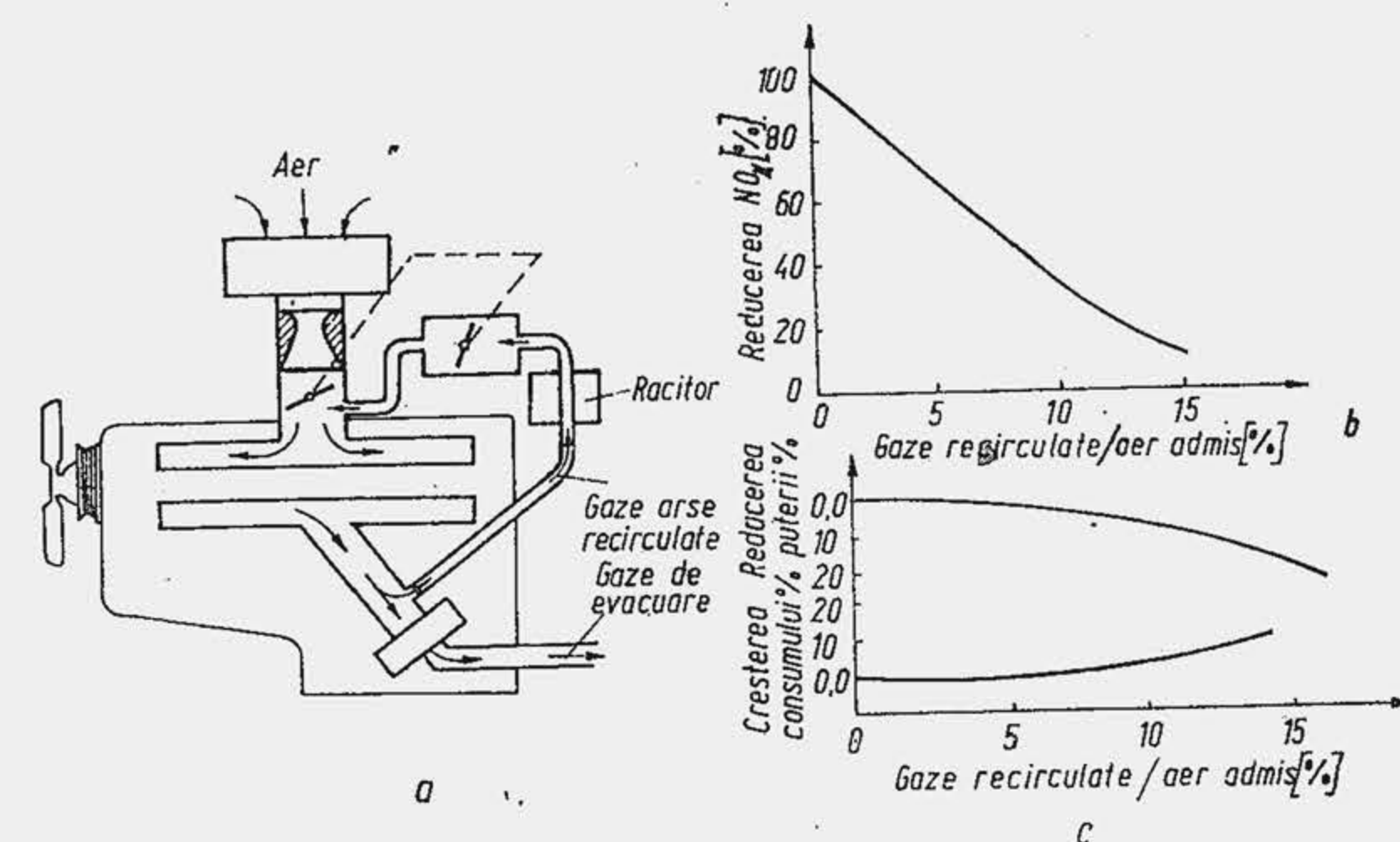


Fig. 26.19. Recircularea gazelor arse și eficiența procedului.

plu (fig. 26.19, a), eficient pentru  $NO_x$  cînd crește fracțiunea de gaze recirculate (b) dar cu penalizări asupra consumului de combustibil și puterii (c), din cauza prelungirii duratei de ardere (scade viteza de ardere).

**Modificarea duratei de deschidere simultană a supapelor  $\Delta\alpha_{ds}$**  se dovedește în anumite limite o soluție eficientă (fig. 26.20) fie că mărește cantitatea de gaze reziduale (soluția echivalentă cu recircularea gazelor de evacuare) și reduce  $NO_x$ -ul, fie că readuce în cilindru din conducta de evacuare (curgerea inversă) hidrocarburile evacuate la sfîrșitul procesului de evacuare.

**Reactorii pentru tratarea gazelor de evacuare** reprezintă sisteme care reduc sau elimină noxele prin reacții chimice suplimentare sub acțiunea temperaturii ridicate (reactori termici) sau a unor substanțe catalitice (reactori catalitici).

**Reactorul catalitic** se confecționează din o manta cilindrică (35 cm lungime, 12 cm diametru) și se aseamănă cu un amortizor de zgomot („amortizoare catalitice”). Catalizatorul cel mai eficient este platina sau oxizii de platină, de aceea este foarte scump. Un dezavantaj suplimentar este durata redusă de funcționare: după 20... 25 000 km parcurși, catalizatorul se dezactivează (îmbătrînește) și eficiența lui se reduce la jumătate. **Reactorul termic** menține un nivel ridicat de temperatură a gazelor de ardere. Conducta 1 în care are loc reacția (fig. 26.21) este așezată într-o manta cilindrică 2. Deflectorul de radiație 3 micșorează pierderile de căldură în exterior astfel că se poate evita izolarea termică prin strat. Gazele au o circulație prelungită, ceea ce permite dezvoltarea reacțiilor suplimentare. Mantaua se prinde prin flanșe direct pe chiulasă, înlocuind colectorul de evacuare. Conductele dintre manta și chiulasă se reduc la minimum pentru a limita pierderile de căldură. Reactorul este alimentat cu aer suplimentar (se prevede o pompă de aer) pentru oxidarea hidrocarburilor. Reactorul permite reducerea HC-ului pînă la 0,186 g/milă și a CO-ului pînă la 5 g/milă, cu o creștere a consumului de combustibil cu 7%. Reactorii termici nu îmbătrînesc dar

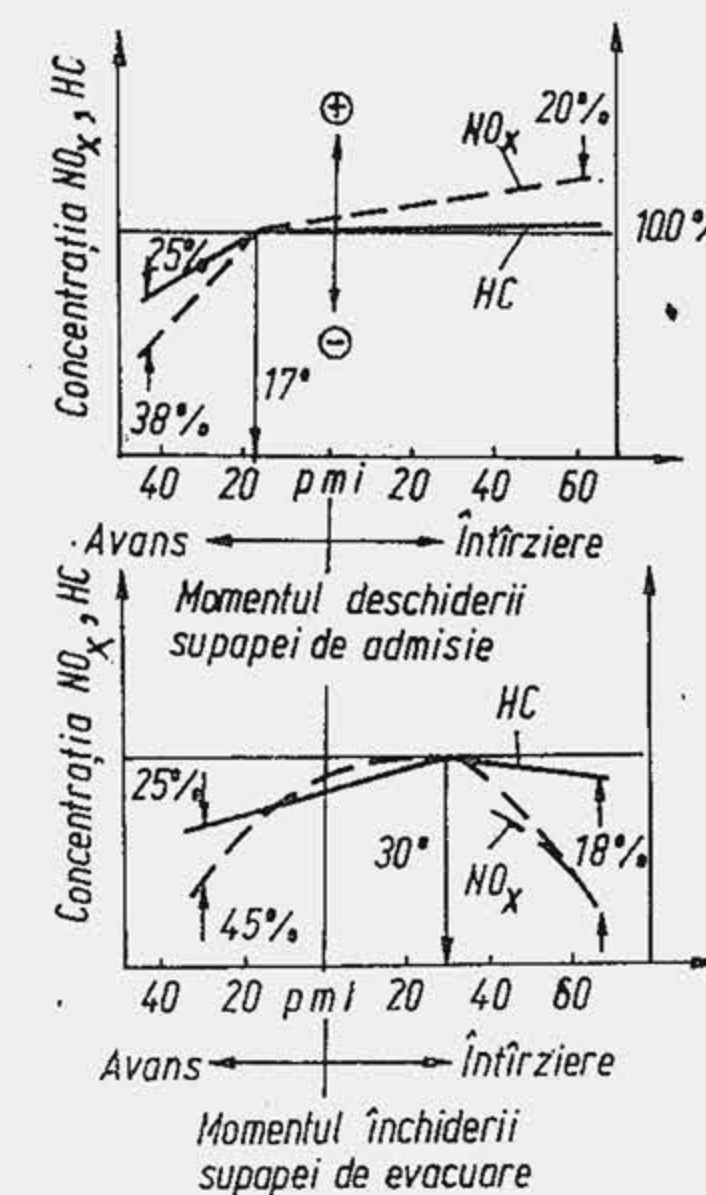


Fig. 26.20. Influența fazelor de distribuție asupra concentrației de HC și  $NO_x$ .



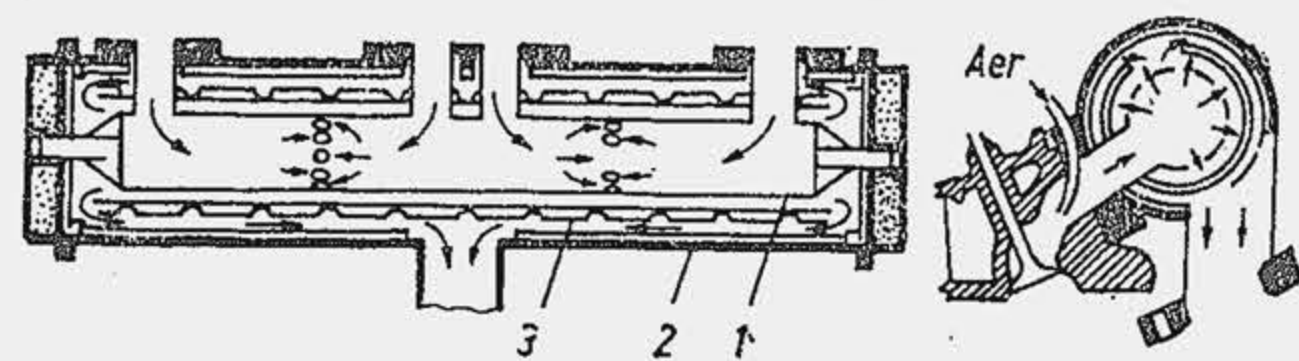


Fig. 26.21. Reactor termic.

Eliminarea gazelor de carter se obține prin recircularea gazelor de carter în cilindru (fig. 26.22, a).

Soluția nu este nouă, dar a devenit aplicabilă pe scară largă relativ recent, când s-a elaborat un sistem de control SC al debitului de aer. La mers în gol și sarcini și turații mici, sub acțiunea depresiei din conductă o mare cantitate de aer din carter trece în cilindru și sărăcește exagerat amestecul. La sarcini mari cresc scăpările de gaze în carter, dar depresia în conductă de admisiune e mică și ventilația carterului este insuficientă. Dispozitivul de control este alcătuit din supapa 1 (b), montată în camera 2 și acționată de arcul 3. În corpul supapei se practică două canale perpendiculare, 4 și 5. Când motorul nu funcționează, supapa este în poziția b. La mers în gol și sarcini mici, supapa se deplasează complet spre dreapta (c) sub acțiunea depresiei, iar debitul gazelor de carter este controlat de canalul central 4, cu secțiune mică. La sarcini mari și depresii mici supapa are o poziție intermediară (d) și oferă o secțiune sporită care mărește debitul gazelor de carter.

Sistemul de ventilație cu supapă reprezintă o soluție care rezolvă definitiv una dintre problemele eliminării emisiunilor poluante. Toate celelalte soluții rezolvă numai parțial problemele reducerii emisiunilor poluante fie pentru că sînt costisitoare, fie, ceea ce e cu mult mai important, pentru că implică un consum sporit de combustibil. De aceea, realizarea motorului cu „gaze curate” reprezintă în continuare un deziderat și se așteaptă noi soluții tehnice. Eforturile depuse în S.U.A. în ultimii 12 ani se concretizează însă prin progrese remarcabile în reducerea emisiunilor nocive (fig. 26.23).

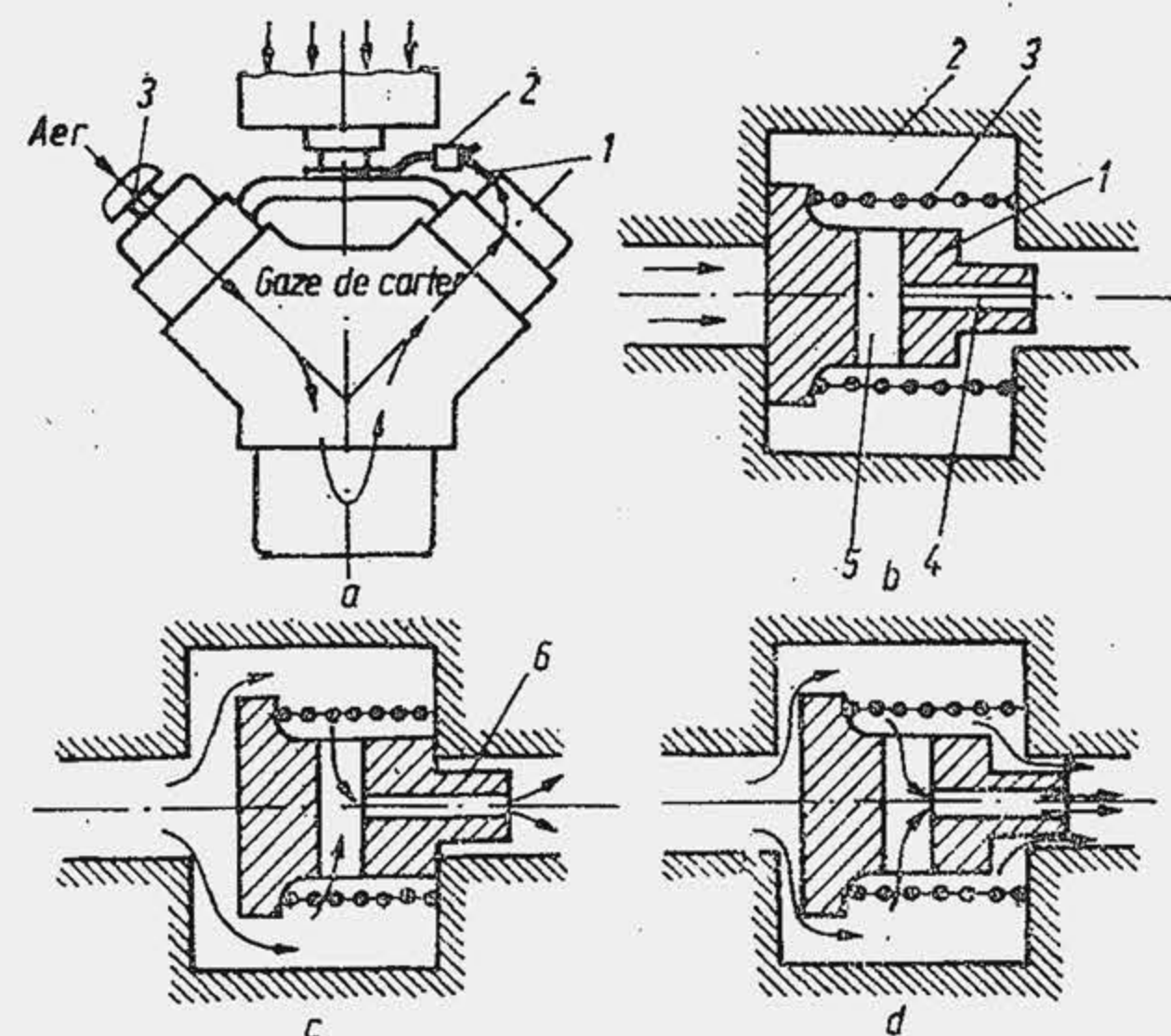


Fig. 26.22. Supapă de reglaj al debitului gazelor de carter recirculate.

costă mult deoarece conducta interioară se confecționează din material refractar, oțel cu Cr (20%) și Ni (32%), care trebuie să posedă proprietăți anticorozive la temperaturi înalte și rezistență mare la oboseală termică (ciclul de funcționare 400 – 1000°C).

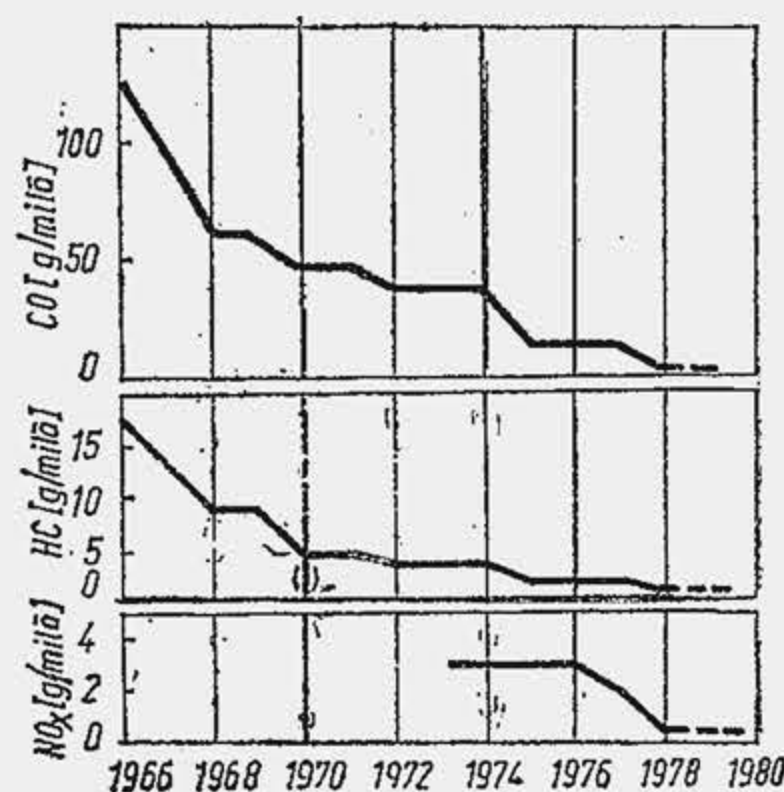


Fig. 26.23. Progrese în domeniul reducerii concentrației de noxe.

## 26.4.2. SOLUȚII PENTRU MAC

O comparație între emisiunile unui MAC și ale unui MAS situează primul motor în avantaj evident (fig. 26.24). Deși MAC-ul folosește amestecuri neomogene, cu cîmpuri mari de concentrație greu de controlat, rezultă că, prin cantitatea mai mare de aer de care dispune, reușește să asigure arderea mai completă a combustibilului.

**Controlul calității aerului.** Ca și la MAS coeficientul de dozaj influențează contradictoriu concentrația substanțelor nocive (fig. 26.25, a): la plină sarcină arderea este incompletă, crește concentrația de HC și CO; la sarcini reduse, există mai mult oxigen disponibil, crește concentrația de NO<sub>x</sub>. La

MAC, concentrațiile relative (în ppm, procente) din gazele de evacuare nu sînt semnificative, deoarece, din cauza reglajului calitativ, cantitatea de aer din amestec crește de cîteva ori. De aceea, masa de noxe se raportează la unitatea de energie produsă (g/kWh, gf/CPh) sau la masa de combustibil consumată (g/kg). În acest sens, reducerea fumului cu  $\lambda$  nu este semnificativă dacă se raportează masa de funingine la volumul de aer. Indicele de fum, în g/kg, la mers în gol, sarcini și turații mici crește (b) deși există rezerve mari de oxigen, ceea ce se explică prin temperatura redusă în ansamblu și în zonele 1 și 3, care micșorează viteza de oxidare a funinginii. La sarcini mari, temperatura ridicată acționează favorabil dar rezervele de oxigen sînt insuficiente.

Avansul la declanșarea injectiei constituie un mijloc de control eficient, dar încă nu a fost aplicat pe scară largă. Prin reducerea avansului scade

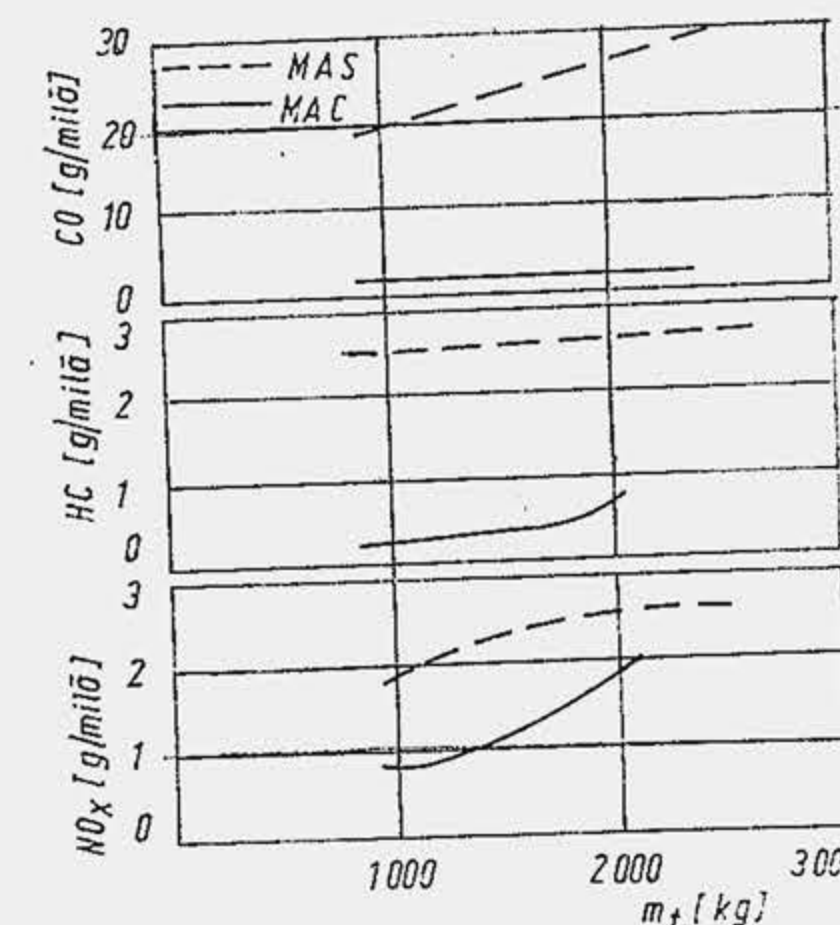


Fig. 26.24. Influența masei autovehiculului asupra concentrației de noxe la MAC.

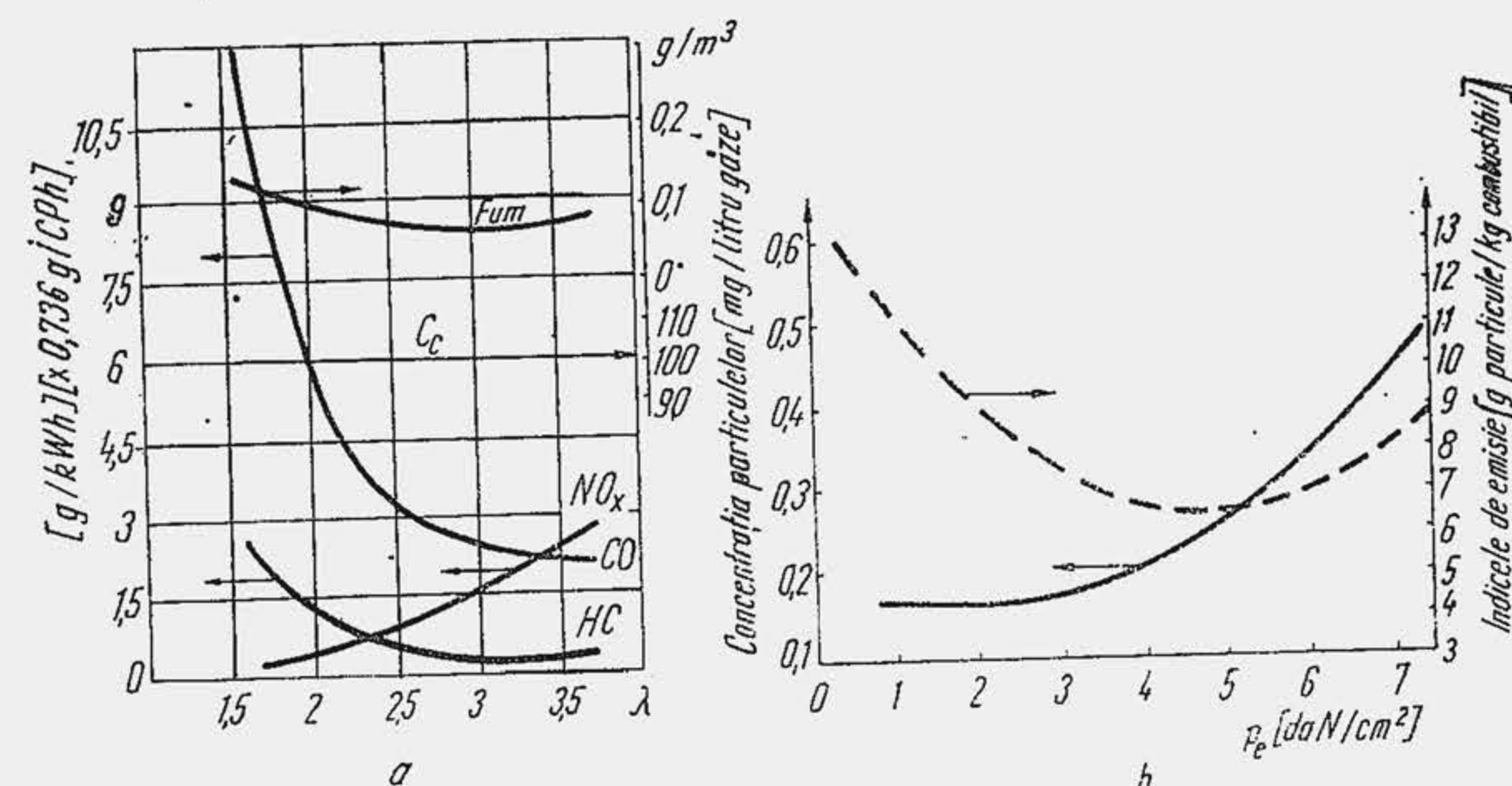


Fig. 26.25. Influența calității amestecului (a) și sarcinii (b) asupra unor noxe.



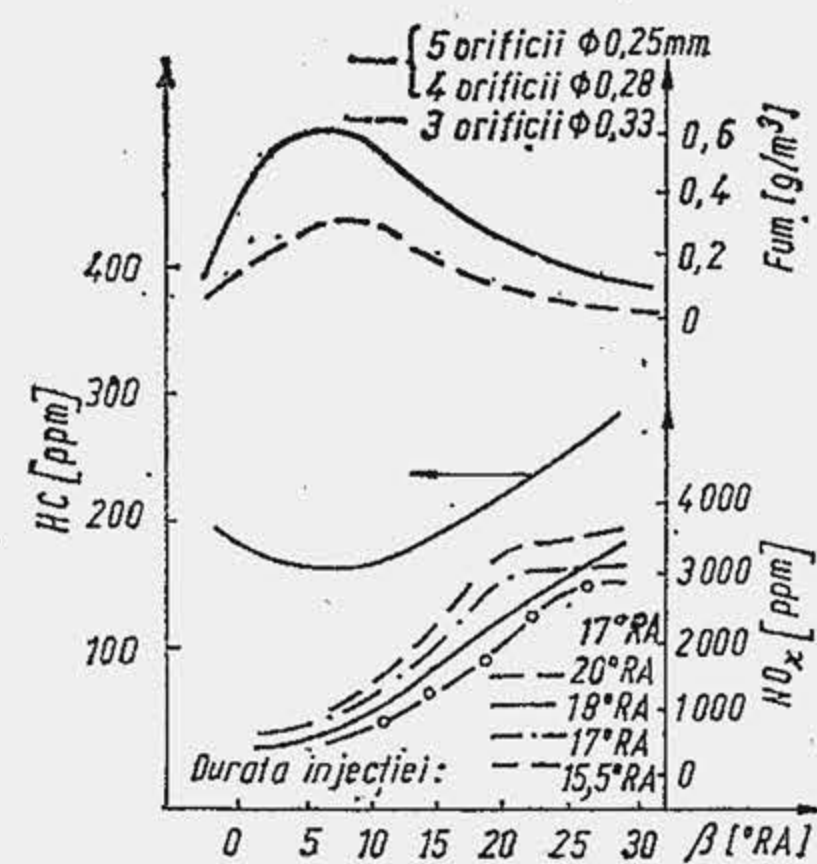


Fig. 26.26. Influența avansului la declanșarea injectiei asupra unor noxe, la motorul diesel.

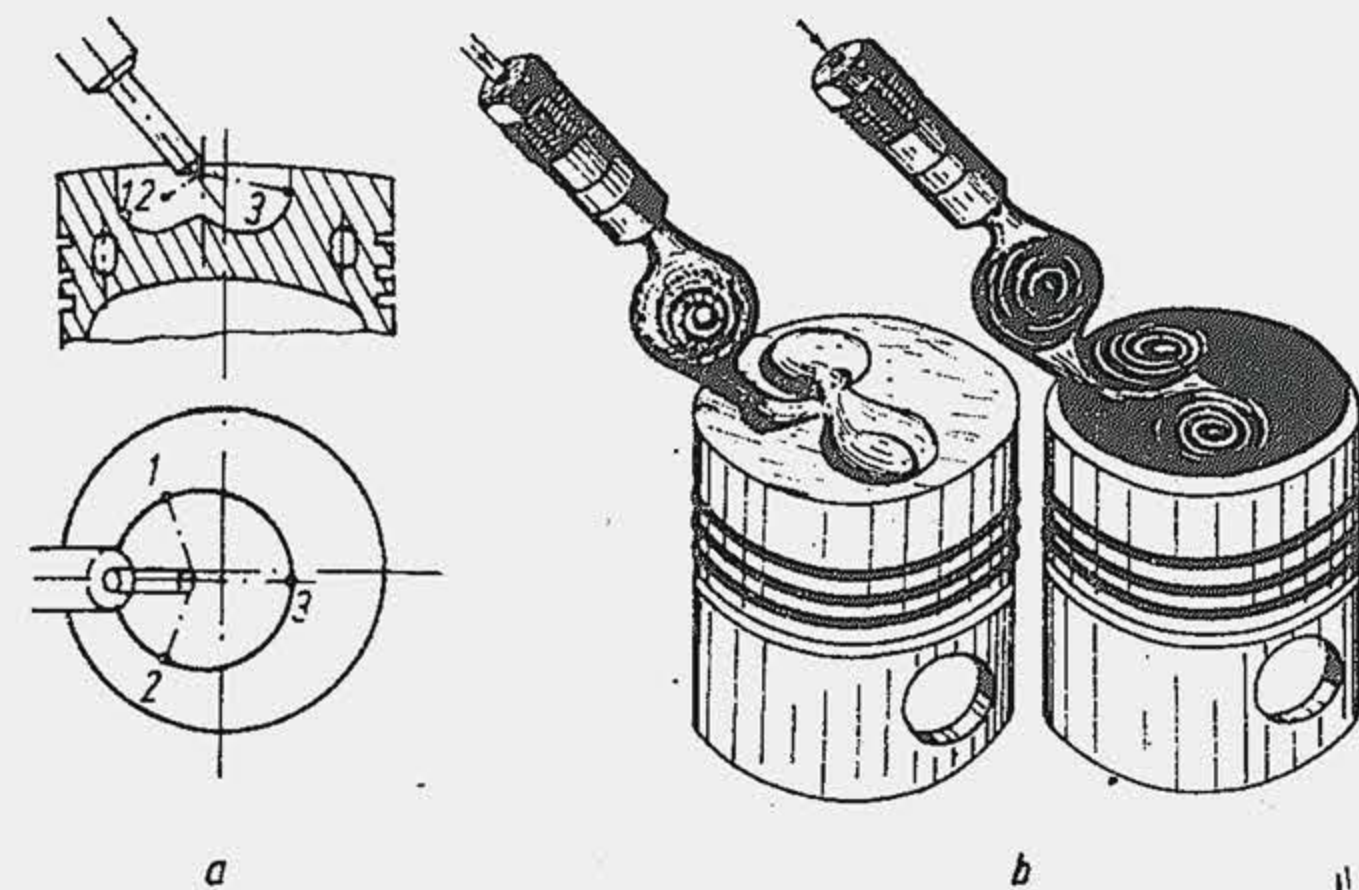


Fig. 26.27. Camera de ardere unitară (a) și divizată (b)

durata întârzierii la autoaprindere și se micșorează masa de combustibil care ajunge în zona 1, de stingere a flăcării la perete. Pe de altă parte presiunea în cilindru fiind mai mare se reduce penetrația jetului și ajunge mai puțin combustibil pe perete. În ambele cazuri se reduce concentrația de HC (fig. 26.26, a). Reducerea avansului sub valoarea optimă micșorează masa de  $\text{NO}_x$  din aceleași motive ca la MAS și anume se reduce regimul de temperatură și presiune la care arde zona 2 de amestecuri preformate inflamabile. Reducerea avansului mărește gradul de fum pînă la o anumită valoare deoarece crește cantitatea de combustibil din zona 4 și 5.

**Tipul camerei de ardere.** Camera de ardere împărțită funcționează după principiul stratificării: amestec bogat în camera separată, amestec sărac în camera principală. Pe același motor Deutz s-au aplicat două camere de ardere distincte, o cameră unitară CU (fig. 26.27, a) și o cameră CSV (b). Variația concentrațiilor cu sarcina pentru aceste camere se arată în figura 26.28, iar performanțele pe baza testului Californian în figura 26.29. Curbele de izoconcentrație pentru trei tipuri distincte de camere de ardere (fig. 26.30) arată că avantajele sînt nete în favoarea camerei cu compartiment separat de vîrtej și explică adoptarea acestuia pe motorul diesel VW-Golf.

**Recircularea gazelor de ardere.** Inițial, metoda a fost aplicată urmărindu-se același efect ca la MAS: reducerea  $\text{NO}_x$ -ului prin acțiunea de moderare a vitezei reacției de tip Zeldovici. De curînd, în lucrarea [2] s-au atribuit metodei semnificații suplimentare. Procedul a fost aplicat la motorul Saviem 712, asemănător cu motorul Saviem 797—05 fabricat în România, cu cameră de ardere „M”, funcționînd în regimuri distincte de sarcină și turație. Recirculînd gaze fierbinți s-a obținut pe lîngă reducerea de  $\text{NO}_x$ , o reducere sensibilă a hidrocarburilor (fig. 26.31, a), determinată de creșterea temperaturii fluidului motor, ceea ce atenuează fenomenul de stingere a flăcării care generează HC-ul. A rezultat în plus o reducere a concentrației de CO. Pentru un grad mai mare de recirculare GR se înregistrează o creștere a gradului de fum și a consumului specific de combustibil, evidențiindu-se astfel o

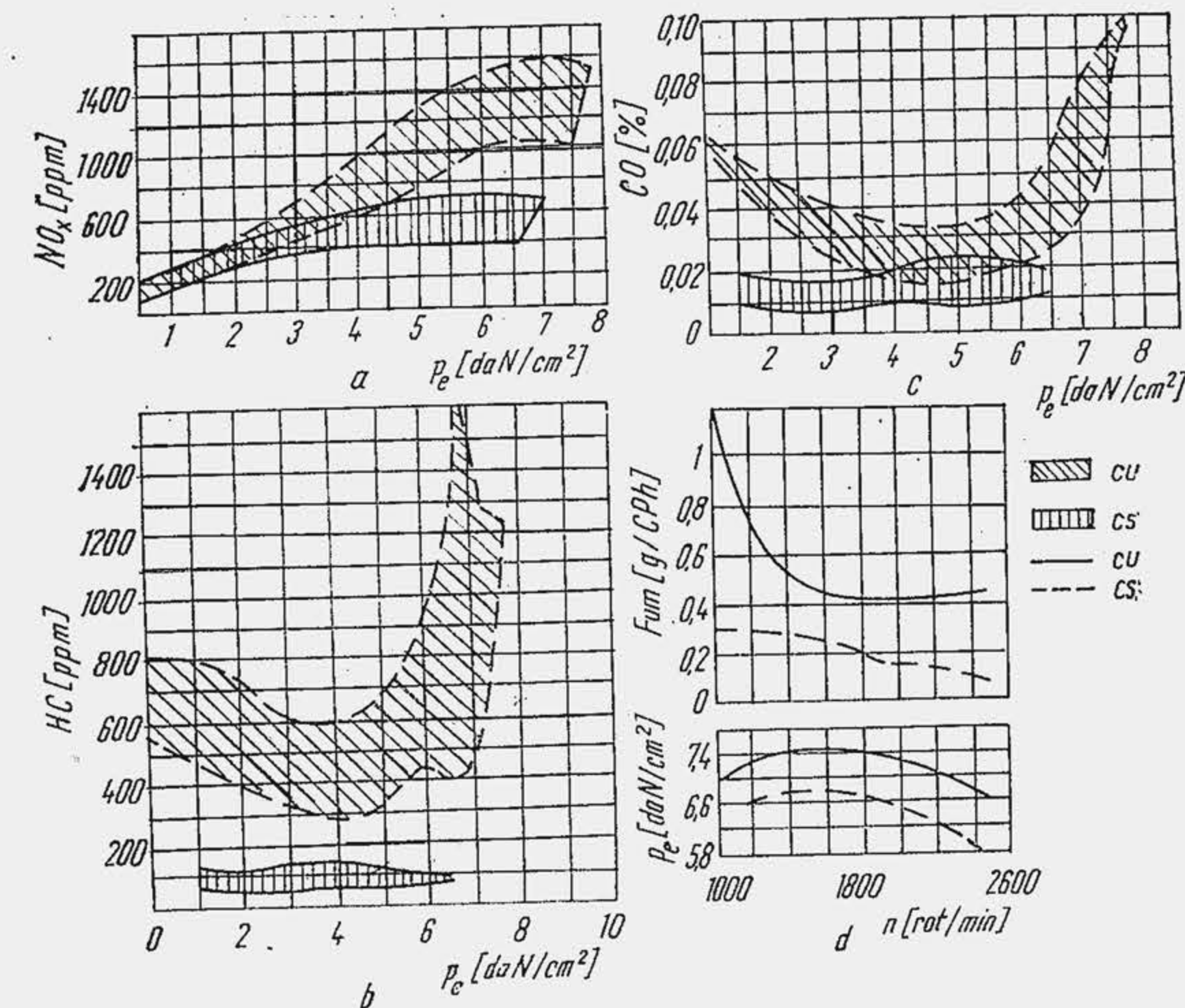


Fig. 26.28. Influența sarcinii și turației MAC-ului asupra nivelului emisiunilor poluante.

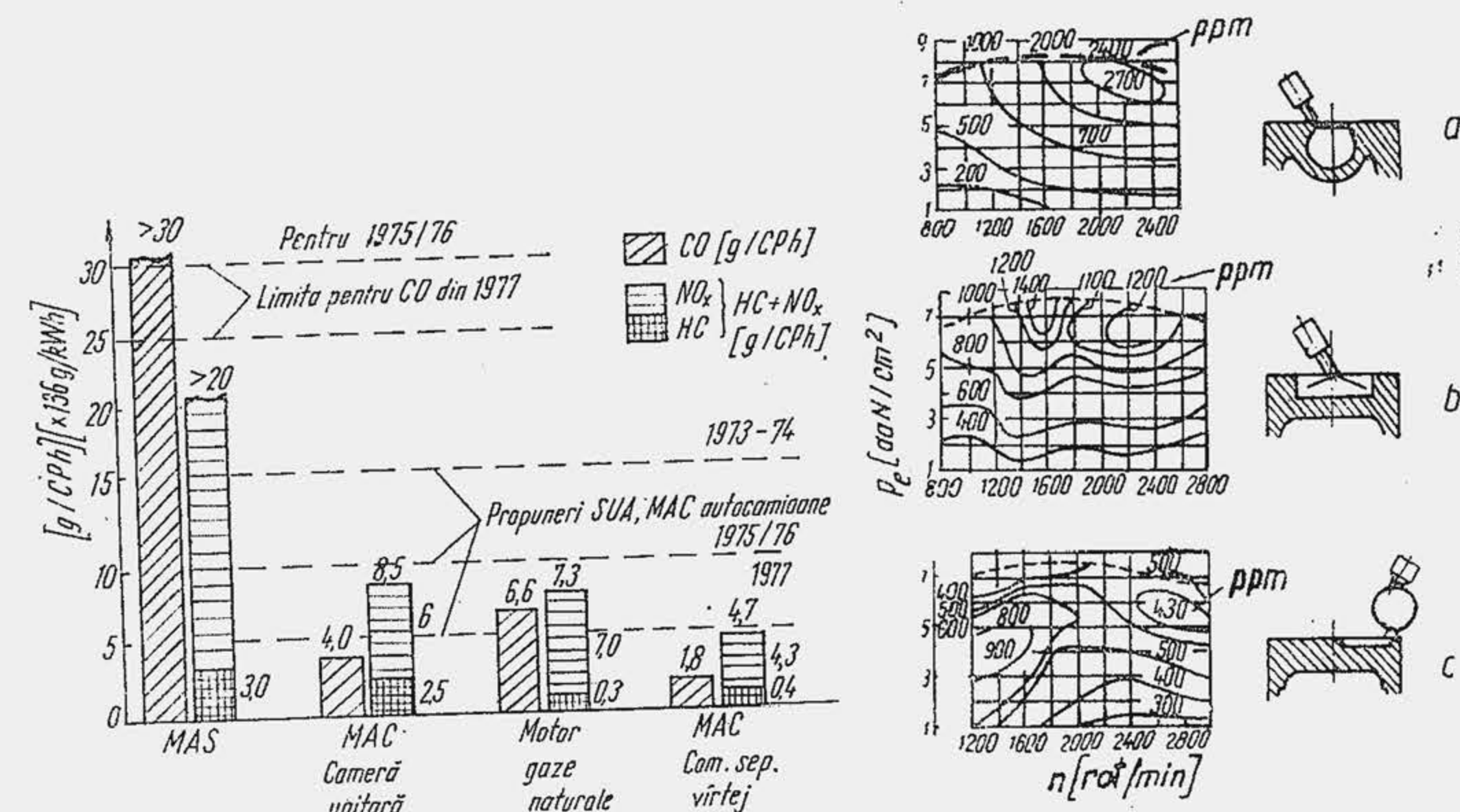


Fig. 26.29. Comparație între concentrațiile de noxe emise de diferite motoare.

Fig. 26.30. Comparație între performanțele unor camere de ardere diferite: a — camera „M”; b — cameră clasică; c — cameră cu compartiment separat de vîrtej.



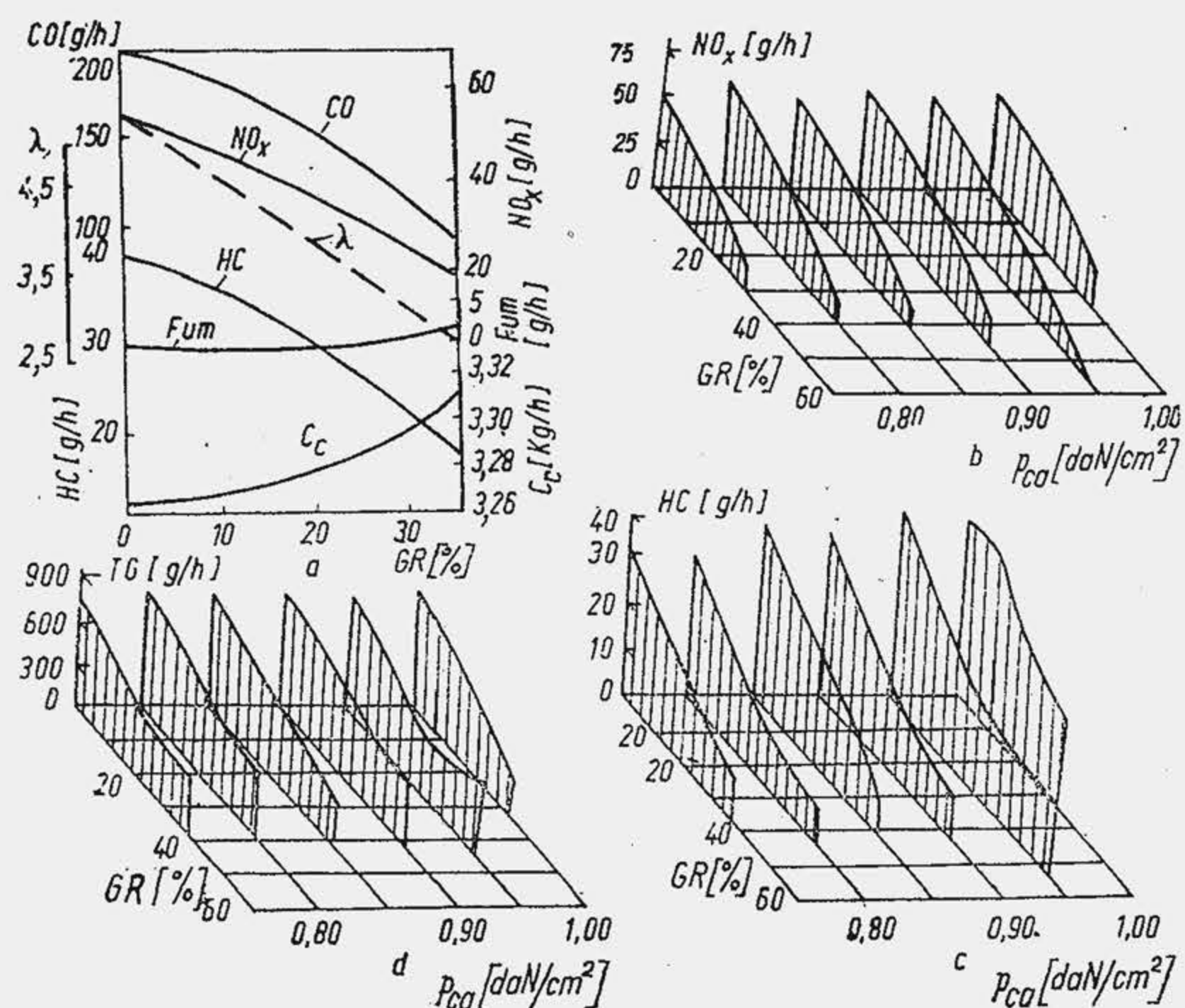


Fig. 26.31. Modificarea noxelor emise de MAC prin recircularea gazelor de evacuare și prin obturarea admisiunii.

anumită lipsă de oxigen, care înrăutățește arderea. Procedul a fost asociat apoi cu obturarea admisiunii (clapetă de obturare). Prin obturare se reduce sensibil coeficientul de dozaj  $\lambda$ , ceea ce, la mers în gol și sarcini parțiale, nu ar trebui să fie obiectabil pentru ardere; în schimb, crește temperatura medie a fluidului motor în timpul arderii, care ar trebui să acționeze pozitiv asupra reducerii hidrocarburilor și contradictoriu asupra reducerii  $\text{NO}_x$ -ului (crește temperatura, dar scade oxigenul disponibil). Rezultatele globale sînt favorabile la mers în gol și sarcini mici (fig. 21.31, b și c). În fine, tot în lucrarea [2] s-a determinat și toxicitatea globală (TG) a emisiunilor nocive, atribuind emisiunilor de  $\text{NO}_x$ , HC și fum, grade diferite de toxicitate, față de toxicitatea CO-ului, luată ca referință. Curbele TG, determinate cu relația de ponderare a emisiunilor E

$$TG = E_{\text{CO}} + 8,29E_{\text{HC}} + 8,5E_{\text{NO}_x} + 34 E_{\text{Fum}}, [\text{g/h}]$$

arată că cele două procedee reduc toxicitatea globală, dar, emisiunea de fum ( $E_{\text{Fum}}$ ) fiind influențată negativ atenuază efectul obținut.

## 26.5. CONTROLUL ORGANIZAT AL EMISIUNILOR POLUANTE

Inițial, emisiunile poluante au fost evaluate prin conținutul relativ al substanțelor poluante din gazele de evacuare. Începînd din anii 1970–71, evaluarea nivelului emisiunilor nocive ale autovehiculelor a primit o orien-

tare nouă, plecînd de la observația că poluarea aerului depinde de masa absolută de noxe deversate în atmosferă. Ca urmare s-a adoptat criteriul absolut, grame/milă (g/mi). Cercetările s-au efectuat la început în condițiile funcționării motoarelor pe stand, în regimuri stabilizate. Motoarele se cercetează și se verifică în condițiile simulate de cale. Vehiculul echipat cu motorul este montat pe un stand cu role și este încărcat pe baza unui program care simulează deplasarea în anumite condiții de cale. În acest fel se reproduc mai multe regimuri reprezentative de funcționare a motorului, deoarece fiecare regim generează substanțe poluante în alte proporții. Secvențele regimurilor de turație și sarcină care simulează încărcarea motorului în condiții de cale se numesc *ciclu funcțional*. Un ciclu funcțional cuprinde o suită de regimuri de mers în gol, accelerare, croazieră, decelerare, inclusiv pornirea motorului rece. Gazele de evacuare răcite în prealabil se adună într-un sac de material plastic, din care se prelevează probele pentru analiză. În deceniul trecut, încercările se efectuau după ciclul numit California (unde a fost adoptat pentru prima dată). În prezent, verificarea unui turism se face după ciclul federal (S.U.A.) sau ciclul european.

Ciclul federal (adoptat în 1972) durează 1371 s (fig. 26.32, a) și simulează o deplasare urbană a turismului echivalentă unui parcurs de circa 11,2 km. Ciclul european a fost elaborat ținînd seama de particularitățile mașinilor europene. Acestea au puterea specifică  $P_s$  mai mică decît cele americane și ca urmare, dacă funcționează după ciclul federal sînt supuse la regimuri de sarcină mai ridicată (pentru a realiza regimurile de accelerare cerute, funcționează frecvent cu obturatorul complet deschis), fiind dezavantajate sub raportul emisiunilor de noxe. Ciclul european durează 195 s (fig. 26.32, b), se repetă de 4 ori, după o pornire la rece și cuprinde 15 regimuri distincte, care corespund unei distanțe echivalente de 4 km/test. Motoarele diesel pentru autobuze și autocamioane se verifică după cicluri funcționale distincte (fig. 26.33). Ciclul funcțional (a) presupune șase secvențe succesive

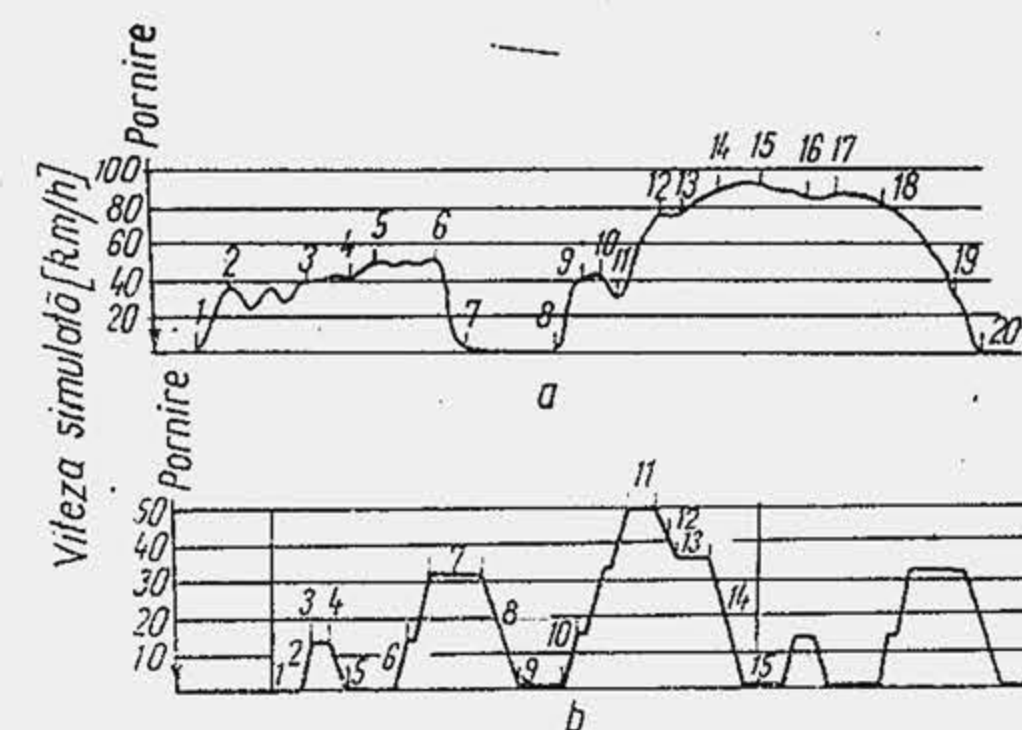


Fig. 26.32. Cicluri funcționale pentru MAS: a) S.U.A.; b) C.E.E.

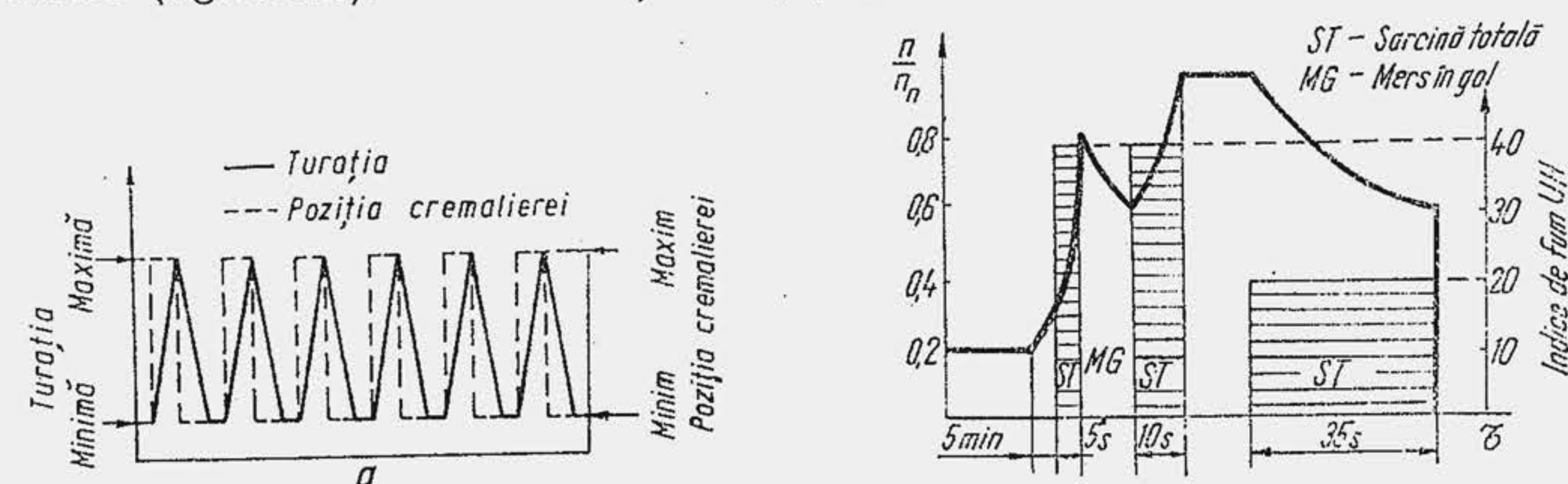


Fig. 26.33. Cicluri funcționale pentru MAC de autocamion: a) ciclu european; b) ciclu american.



obținute prin deplasarea cremalierei între poziția minimă și maximă, atingerea turației maxime revenirea la turația de mers în gol care se păstrează un interval determinat; ciclul american este mai complex (b).

Nivelul standard al emisiunilor în S.U.A. se arată în tabela 26.3, așa cum a fost adoptat în anul 1970. După criza combustibilului normele pentru anul 1976 au fost considerate prea severe și reformulate pentru anii 1980, 1981.

Normele pentru C.E.E. (tab. 26.4) s-au adoptat în 1970. Comparând normele americane cu cele europene (tab. 26.5) se observă că primele sînt mult mai severe. Normele americane pentru motoarele care echipază autovehicule diverse (autocamioane, autobuze) se arată în tabela 26.6.

Tabela 2 6.3

Nivelul standard al emisiunilor în S.U.A. (norme federale)

Anul	Emisiunea din gazele de evacuare, g/milă				Emisiunea prin evaporare g/test
	HC	CO	NO <sub>x</sub>	Particule	
1972	3,4	39	—	—	2
1975	0,46	4,7	3,0	0,1	2
1976	0,46	4,7	0,39	0,1	2
1980	0,41	7,0	2,0	—	2
1981	0,41	3,4	1,0	—	2

Tabela 26.4

Nivelul standard al emisiunilor pentru CEE

Masa automobilului $m_a$ [kg]	Masa CO [g/test]		Masa HC [g/test]	
	Prototip	Producție de serie	Prototip	Producție de serie
$m_a < 750$	100	120	8,0	10,4
$1250 < m_a < 1470$	152	182	10,1	13,1
$2150 < m_a$	220	264	12,8	16,6

Tabela 26.5

Comparație între standardele pentru limitarea emisiunilor poluante

Natura emisiunii	Norme federale (S.U.A.)	Norme CEE
HC [g/mi]	0,46	4,5
CO [g/mi]	4,70	55,0
NO <sub>x</sub> [g/mi]	0,4	Fără specificație
Particule [g/mi]	0,1	Fără specificație

Tabela 26.6

Norme federale pentru autovehicule diverse

Tipul motorului	HC	CO	NO <sub>x</sub>	Fum, unități Hartridge
MAC, anul 1974	3 g/CPh	7,5 g/CPh	12,5 g/CPh	Accelerare, 20 Decelerare, 10
MAS, anul 1974	160 ppm	0,8%	2 000 ppm	Maxim pentru toate regiunile, 50

## 26.6. REDUCEREA ZGOMOTULUI PRODUS DE MOTOR

Zgomotul produs de motor, prin efecte psihologice și fiziologice împiedică conducerea sigură și agreabilă a autovehiculului. Nivelul de intensitate al zgomotului se exprimă în decibeli (dB). Decibelul reprezintă de zece ori logaritmul zecimal al raportului dintre intensitatea  $I$  a zgomotului și intensitatea unui sunet de referință  $I_0$ , adică  $L = 10 \lg I/I_0$  (dB). Intensitatea acustică  $I$  este produsul dintre presiunea acustică  $p$  și viteza sunetului  $a$ ,  $I = p \cdot a$ ; ea reprezintă energia transmisă de o sursă sonoră în unitatea de timp, pe unitatea de suprafață și se măsoară în  $W/m^2$ . Cea mai redusă presiune acustică sesizată de urechea umană este de  $20 \mu Pa$ , iar cea mai mare, care definește pragul durerii este de  $10^8 \mu Pa$ . Variația mare de presiune a sugerat ideea scării logaritmice a nivelului de zgomot care corespunde la un dB pentru pragul auzului și circa 140 dB pentru pragul durerii. Drept intensitate de referință  $I_0$  se alege intensitatea minimă a unui sunet de 1 000 Hz, perceptibil de un ascultător otologic normal, ceea ce corespunde la  $0,01 W/m^2$ . Prin compararea lui  $I$  cu  $I_0$  se face trecerea de la o mărime fizică, la mărimile fiziologice ale sunetului, stabilite în raport cu însușirile organului auditiv. Organul auditiv are însușirea de a ordona sunetele pe o scară, de la *slabe* la *puternice*, însușire care reprezintă *tăria sunetului* și se evaluează prin *nivelul de tărie* al sunetului. Nivelul de tărie reprezintă de 20 ori logaritmul zecimal al raportului dintre presiunea acustică a unui sunet de 1 000 Hz (care are o intensitate egală cu intensitatea sunetului considerat) și o presiune acustică de referință  $p_0 = 0,0002$  bari, care corespunde pragului minim de audibilitate. Nivelul de tărie se măsoară în foni:  $\Lambda$  (foni) =  $20 \lg (p/p_0)_{1000 \text{ Hz}}$ . Curbele de egal nivel de tărie (fig. 26.34) arată corelația dintre excitație și senzație, în condiții de laborator și sînt cuprinse între *pragul de audibilitate* și *pragul senzației dureroase*. La 1 000 Hz fonii sînt egali cu decibelii, adică un sunet de 30 dB este perceput de ureche cu un nivel de tărie de 30 foni cînd are o frecvență de 1 000 Hz. Un sunet de aceeași intensitate, 30 dB, este perceput la un nivel de tărie de numai 10 foni, cînd are 95 Hz.

Zgomotul se măsoară cu fonometrul, alcătuit dintr-un microfon care transformă semnalul sonor într-un semnal electric, din doi amplificatori, între



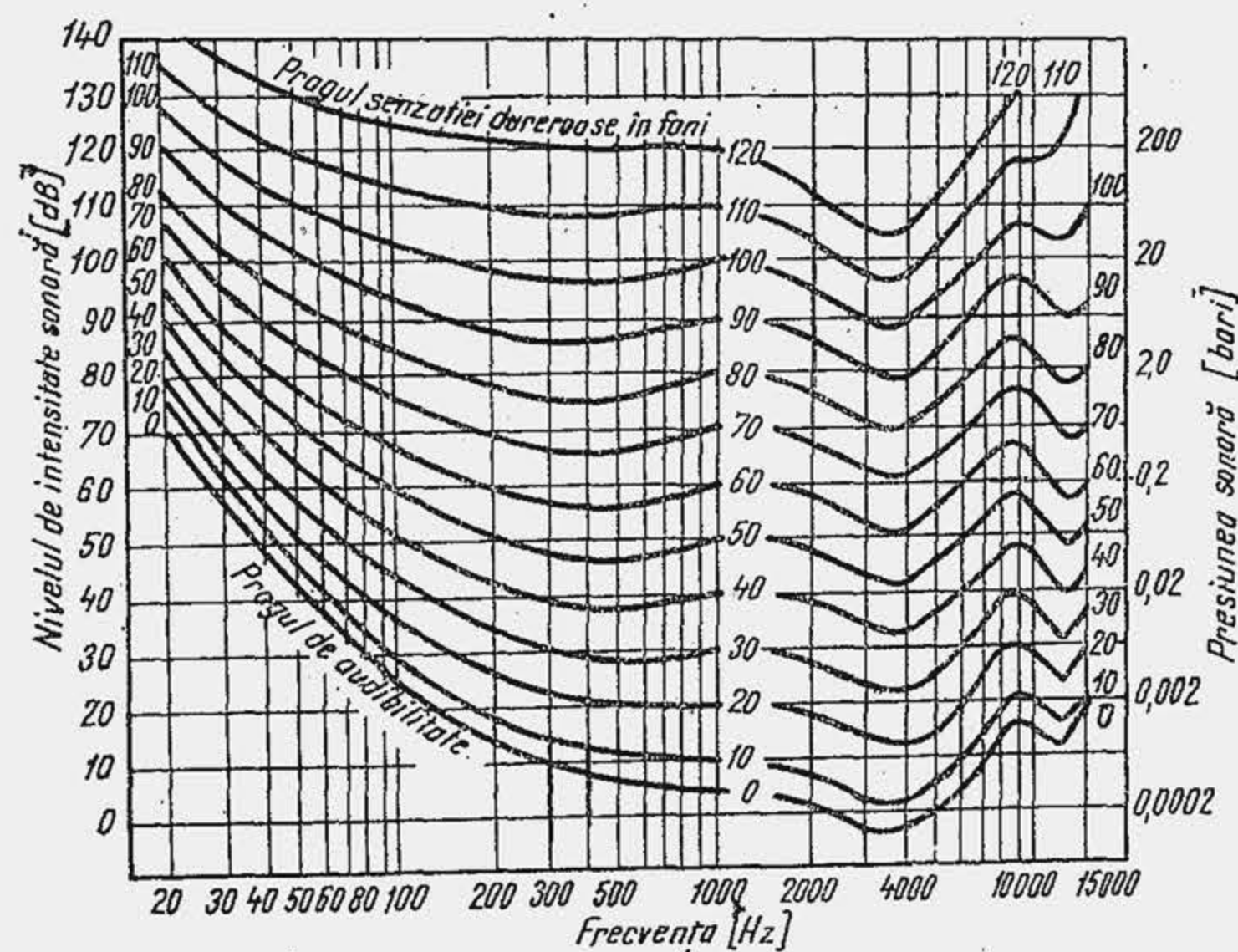


Fig. 26.34. Curbele de egal nivel de intensitate.

care se intercalează un sistem cu curbele de ponderare și dintr-un instrument cu scală pentru înregistrare. Curbele de ponderare sînt curbe standardizate pentru un circuit electronic a cărui sensibilitate variază cu frecvența la fel ca urechea umană. Există trei curbe de ponderare sau de egală tărie sonoră, denumite A, B și C. Curba A oferă o aproximație a curbei de egală tărie sonoră la nivele de presiune acustică reduse (fig. 26.35); curbele B și C corespund nivelurilor medii și ridicate. Se folosește curent curba A, iar nivelul de zgomot se exprimă în dB (A), deoarece reduce contribuția frecvențelor joase, percepute mai slab de organul auditiv.

Măsurările de zgomot ar trebui efectuate în câmp liber, astfel încît zgomotul emis de sursa sonoră să nu întâlnească obstacole reflectante. Încercarea motorului în câmp liber este obiecțională de aceea se efectuează în încăperi speciale. Camera anecoică reprezintă o încăpere care are toate suprafețele acoperite cu material absorbant, reflexia fiind exclusă. O asemenea încăpere este scumpă. O soluție mai simplă este camera de reverberație care are toate suprafețele acoperite cu material reflectant. Ca urmare, în jurul motorului se creează un câmp sonor difuz, energia acestuia fiind distribuită

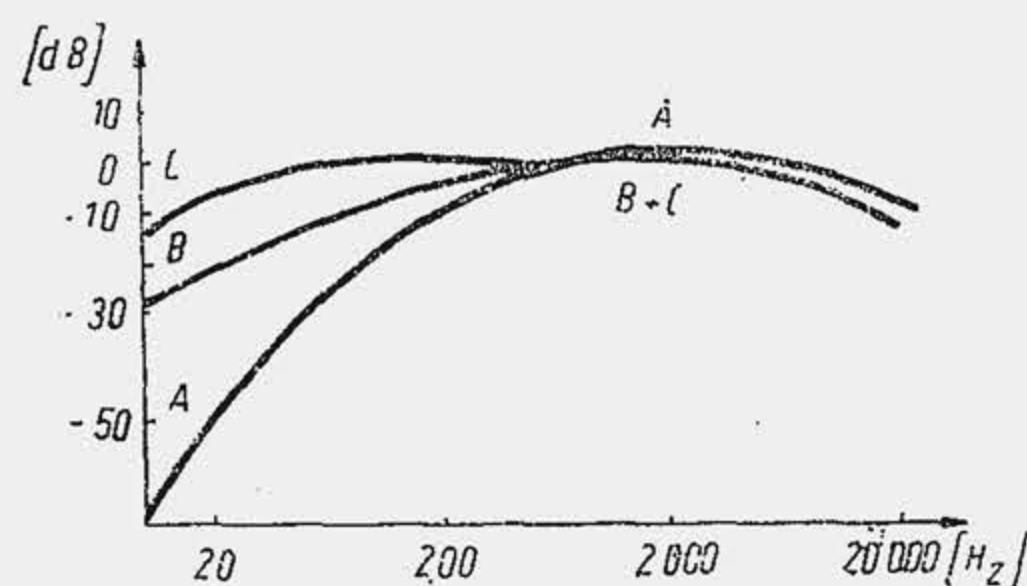


Fig. 26.35. Curbe de ponderare.

uniform în tot spațiul. Astfel, se măsoară puterea acustică totală emisă de motor. Cel mai adesea, măsurările se efectuează în încăperi obișnuite care sînt parțial absorbante, parțial reflectante. În asemenea cazuri, în jurul sursei sonore se creează trei zone caracteristice. Zona A reprezintă câmpul apropiat (fig. 26.36, a), în care nivelul de zgomot scade sensibil de la un punct la altul. Zona A este limitată de o rază  $r_A$ ,

egală cu lungimea de undă a celei mai joase frecvențe produsă de motor, sau egală cu dublul celei mai mari dimensiuni a motorului. Zona C din apropierea peretelui reprezintă câmpul reverberant, în care radiația sonoră reflectată modifică nivelul de zgomot al motorului. Zona B este o zonă intermediară, câmpul liber în care semnalul sonor este cel mai puțin perturbat. În zona B se efectuează măsurările. Zona B se recunoaște dacă, depărțind instrumentul de înregistrare de sursa sonoră, prin dublarea distanței, nivelul de zgomot se reduce cu 6 dB.

În încăperea obișnuită există un zgomot de fond, de nivel  $L_f$ . Când motorul funcționează, nivelul total al zgomotului este  $L_t$ . Dacă  $L_t - L_f = 10$  dB, se consideră că zgomotul produs de sursă este  $L_t$ ; dacă  $L_t - L_f \leq 3$  dB, se consideră că zgomotul de fond este prea puternic și măsurătoarea nu este semnificativă; dacă  $L_t - L_f = 3 \dots 10$  dB nivelul de zgomot al motorului se calculează aplicînd o corecție mării  $L_t$  și anume se scade din  $L_t$  0,5...3 dB, în funcție de diferența  $L_t - L_f$  (fig. 26.36, b).

Zgomotul produs de motor se caracterizează prin nivelul de intensitate  $L_A$  măsurat în decibeli pe scara A—dB(A)—și spectrul de frecvențe. Nivelul zgomotului la motoare variază în limitele 97...115 dB (A). În anul 1985 se prevede că nivelul maxim de zgomot produs de motoarele pentru turism să fie de 95 dB(A). Zgomotul produs de motorul montat pe turism se reduce prin izolare fonică. STAS 6926/15-76 privind măsurarea zgomotului exterior produs de autovehicule limitează nivelul de zgomot la 82...90 dB(A), valorile mai mici referindu-se la autoturisme, cele mai mari la autobuze și autocamioane echipate cu motoare a căror putere depășește 147 kW (CP). Se observă că normele internaționale după anul 1980 vor fi cu 2 dB mai mici decît cele prevăzute în 1976.

Sursele de zgomot la un motor se arată în figura 26.37. Ordonate după nivelul de intensitate sonoră (fig. 26.38), sursele de zgomot cele mai importante sînt evacuarea gazelor de ardere și admisiunea fluidului proaspăt. Efectele celor două surse se atenuează cu ajutorul amortizoarelor de zgomot (v. par. 16.3) care reduc nivelul de zgomot cu 12...16 dB la evacuarea gazelor și cu 12...14 dB la admisiunea fluidului proaspăt. Aerul de răcire deplasat peste carcasa motorului produce la rîndul lui vibrații acustice sesizabile. La motoarele răcite cu aer, prin dirijarea curenților, vibrațiile acustice se atenuează; la motorul răcit cu apă, curgerea dezorganizată are un efect acustic defavorabil.

Vibrația suprafeței exterioare a motorului este provocată de creșterile rapide de presiune în timpul arderii precum și de șocurile produse pe rea-

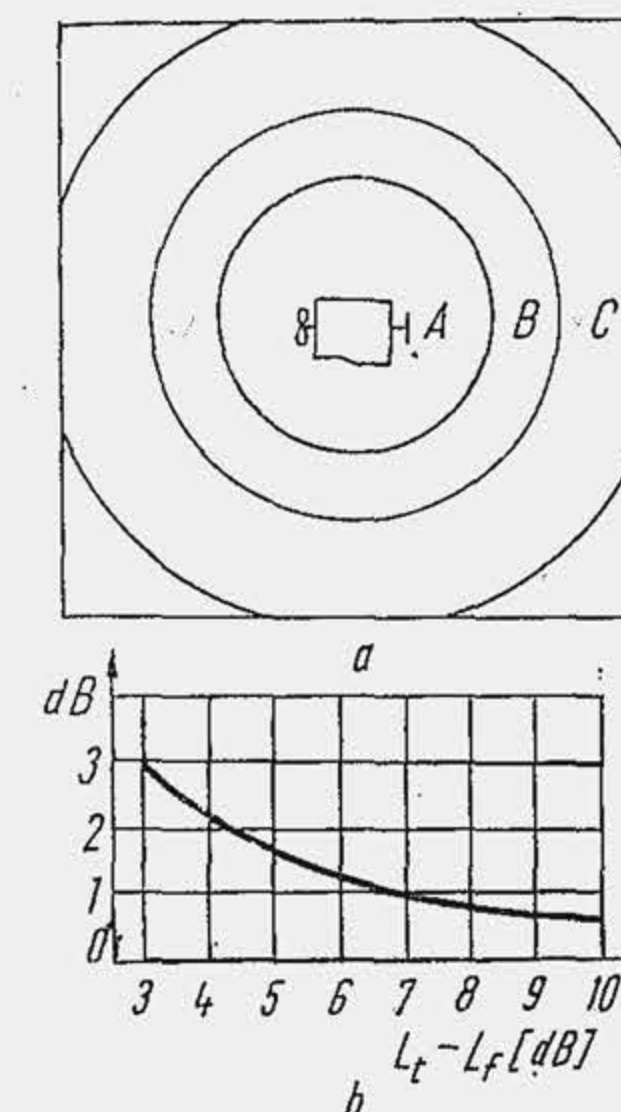


Fig. 26.36. Zone caracteristice de zgomot într-o încăpere (a); corecția nivelului  $L_t$  (b).



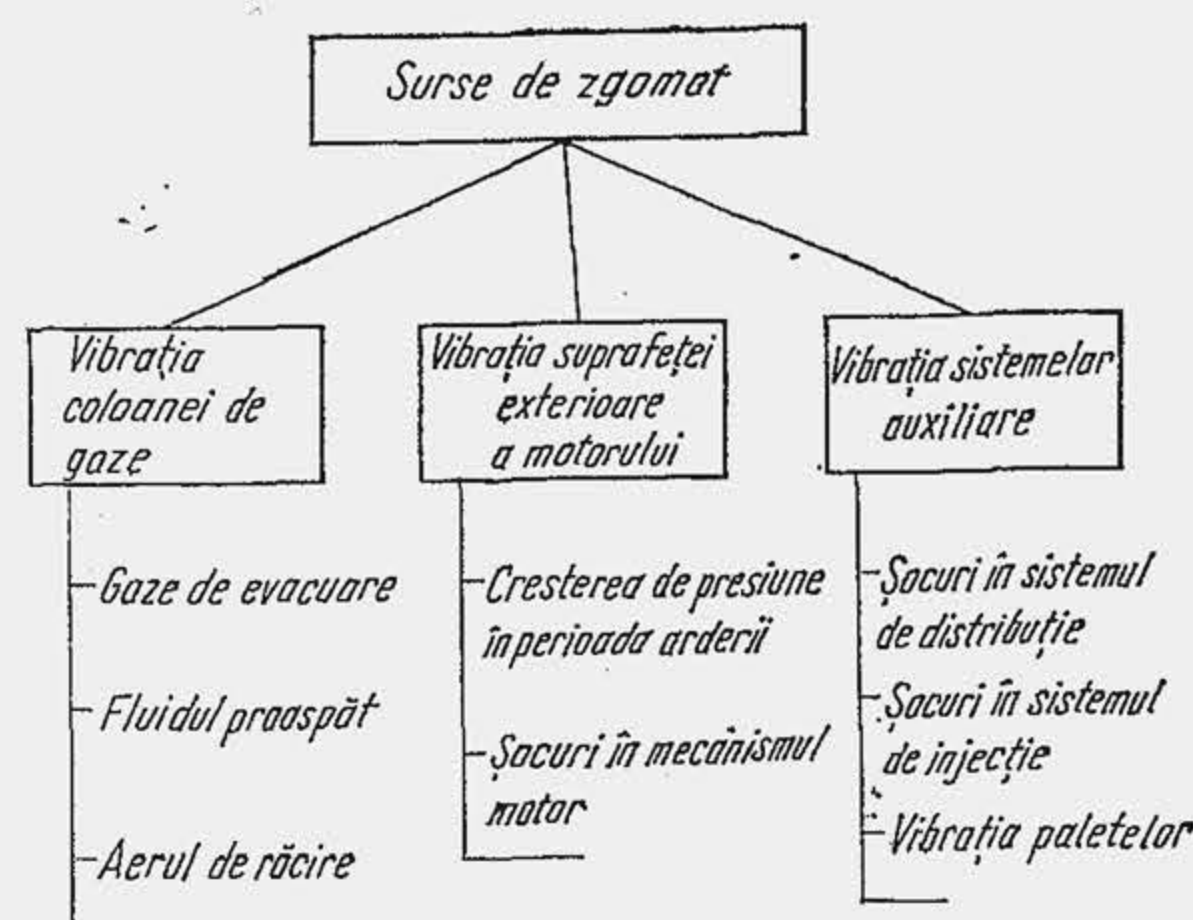


Fig. 26.37. Surse de zgomot la un motor.

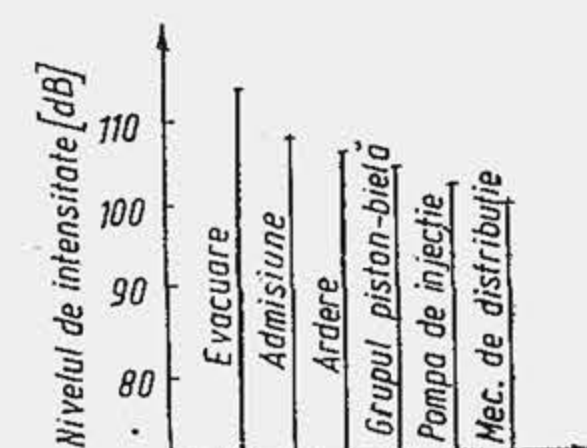


Fig. 26.38. Nivelul de zgomot produs de diferite surse.

zemele interioare de organele în mișcare (piston, arbore etc.), care se propagă prin structura motorului pînă la suprafețele exterioare. Șocurile dintre piston și cilindru, dintre fusurile arborelui și lagăre, dintre bolt și reazeme, dintre capul bielei și maneton sînt determinate de încărcarea variabilă și jocurile funcționale. Există opinia că motoarele răcite cu apă produc un nivel de zgomot mai mic deoarece cămașa de apă ar avea o acțiune de amortizare. Un colectiv de cercetători al C.I.M.A.C. [8] a arătat că nivelul de zgomot este independent de tipul de răcire, deoarece șocurile interioare se propagă prin structură. La motoarele răcite cu apă, nivelul maxim al zgomotului se produce în domeniul frecvențelor joase, 800...1 500 Hz (fig. 26.39), iar la motoarele răcite cu aer, în domeniul frecvențelor înalte, 3 000...4 000 Hz.

Zgomotul generat de sistemele auxiliare se datoresc șocurilor produse la antrenarea supapei sau elementului de pompare, la așezarea pe sediu a

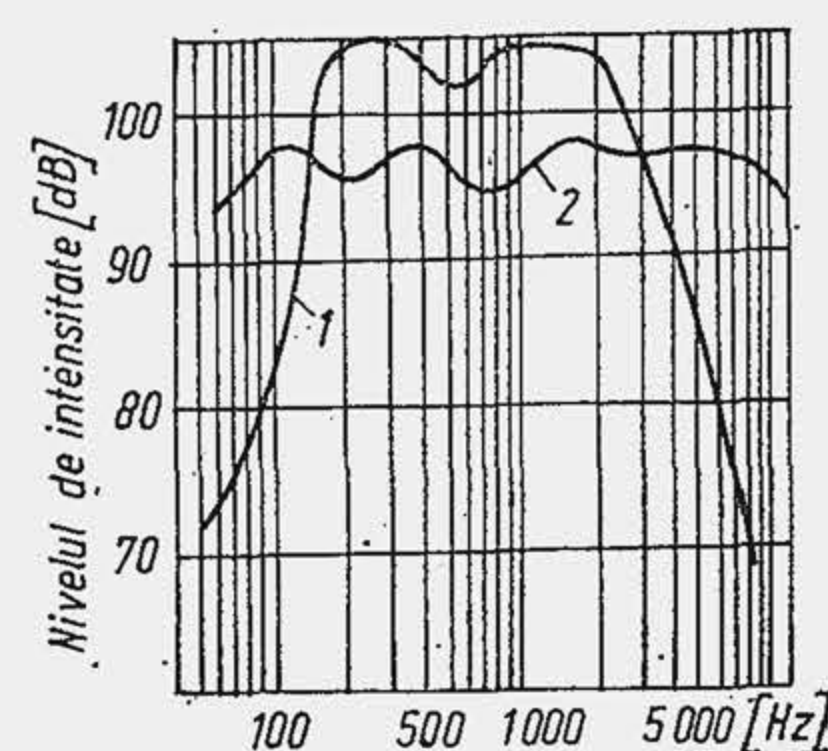


Fig. 26.39. Spectrul de frecvențe al zgomotului produs de un motor răcit cu apă (1) și de un motor răcit cu aer (2).

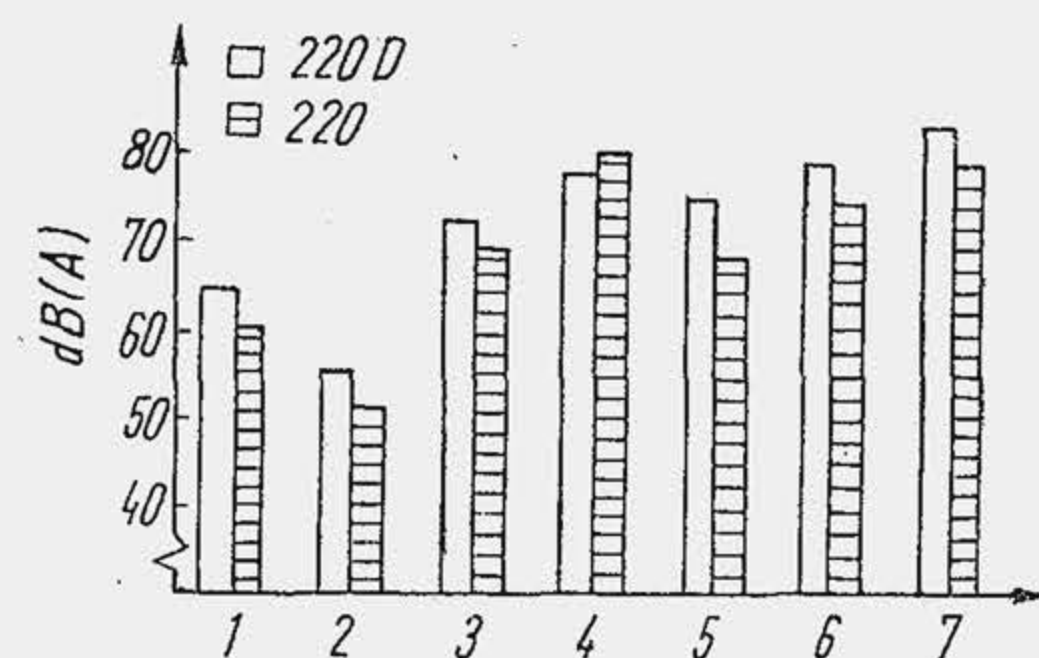


Fig. 26.40. Comparație între nivelul zgomotului produs de un autoturism Daimler-Benz echipat succesiv cu un MAC cu cameră de preardere (220 D) și un MAS (220): 1 — pornire; 2 — mers în gol; 3 — accelerare normală; 4 — accelerare rapidă; 5 — 50 km/h (treapta a II-a); 6 — 70 km/h (treapta a IV-a); 7 — 100 km/h (treapta a IV-a).

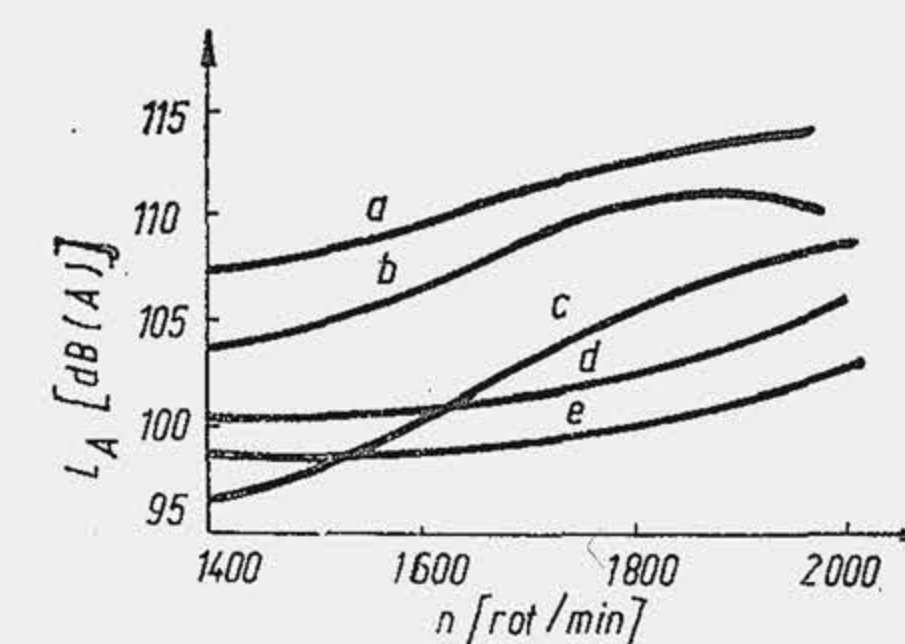


Fig. 26.41. Influența turației asupra nivelului global de zgomot (a) al unui MAC (sarcină totală), precum și asupra nivelului de zgomot produs de ardere (b), de vibrațiile mecanice (c), de evacuarea gazelor (d), de ventilator (e).

supapei sau acului injectorului, vibrației paletelor ventilatorului (v. pag. 802), suflantei de supraalimentare, rotorului de turbină. Jocurile din sistemul de distribuție și de la pompa de injecție amplifică șocurile.

MAC-ul, din cauza vitezei mai mari de creștere a presiunii și a jocurilor mai mari dintre piston și cilindru, din cauza sistemului de injecție, produce un zgomot cu 5...10 dB mai mare decît MAS-ul, la aceeași putere, cilindree și turație (fig. 26.40). MAC-ul cu camera unitară produce un zgomot mai ridicat cu 2...5 dB decît MAC-ul cu cameră divizată.

S-au elaborat mai multe relații pentru determinarea nivelului de zgomot produs de motor (tab. 26.7). Se observă că influența cea mai mare o exercită turația sau viteza medie a pistonului. Pentru același motor, cînd  $n_N$  crește de la 1 000 la 6 000 rot/min nivelul zgomotului crește cu 23,3 dB(A) după relațiile (1), (2) și (5). În figura 26.41 se arată influența turației asupra nivelului de zgomot produs de diferite surse. Relațiile (3) și (4) evidențiază dependența zgomotului de puterea motorului.

Zgomotul produs de motor se reduce pe calea controlului activ (se acționează asupra cauzelor) sau pe calea controlului pasiv (se acționează asupra zgomotului propriu-zis urmărind absorbția lui prin izolare fonică).

Tabela 26.7

Relații pentru determinarea nivelului de zgomot

Relația <sup>1</sup>	Autorul
$L(A) = 30 \lg n_N + 50 \lg D - 101,5$	(1) L. Leylor
$L(A) = 30 \lg \bar{W}_{PN} + 5 \lg(Si) + 59$	(2) Cordier-Reyl
$L(A) = 10 \lg P_{eN} + 97$	(3) R. Placzek
$L(A) = 10 \lg(n_N P_{eN}) + 59,4$	(4) CIMAC <sup>2</sup>
$L(A) = 30 \lg \bar{W}_{PN} + 5 \lg(Si) + 44$	(5) Deutz <sup>3</sup>

<sup>1</sup>  $L(A)$  în dB;  $n_N$  — turația nominală în rot/min;  $D$  — alezajul în mm;  $\bar{W}_{PN}$  — viteza medie a pistonului în regim nominal, în m/s;  $S$  — cursa pistonului în mm;  $i$  — numărul de cilindri;  $P_{eN}$  — puterea nominală în kW.

<sup>2</sup> Congrès International des Machines à Combustion.

<sup>3</sup> Formula determină nivelul zgomotului la distanța de 7 m de centrul motorului.



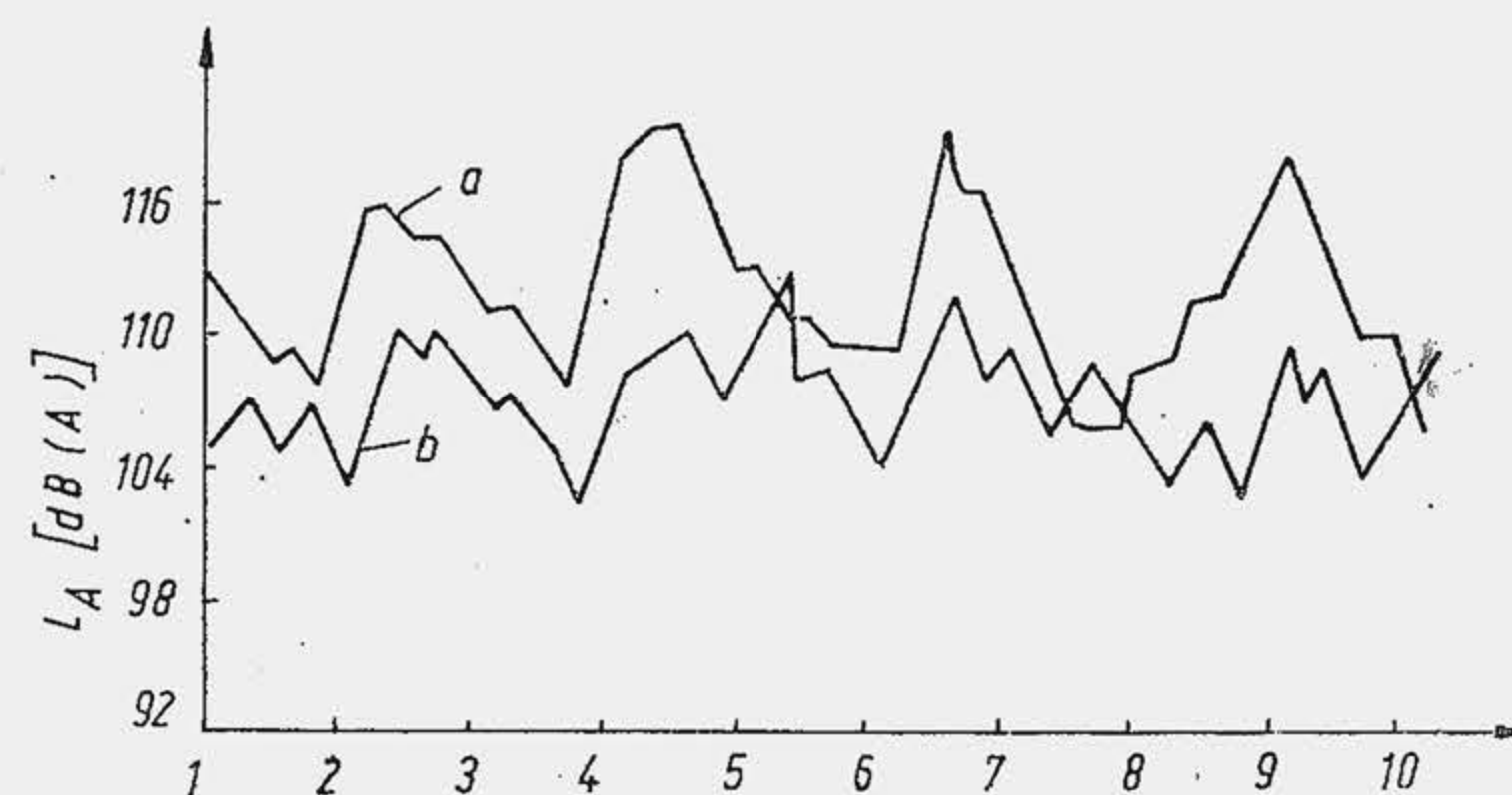


Fig. 26.42. Nivelul de zgomot la un motor cu carter normal (a) și cu carter rigidizat (b), în diferite puncte de măsură (1...10).

În primul caz, proiectantul acționează asupra procedului de ardere — rezervele posibile în acest domeniu sînt evaluate la 3...5 dB; asupra jocurilor de montaj și funcționale — se reduc jocurile uneori pînă la anulare, ca în cazul înlocuirii tachtului mecanic cu cel hidraulic; asupra rigidității unor organe. Se urmărește cu deosebire rigidizarea carterului, îngroșarea pereților blocului de cilindri, chiulasei (în dreptul camerei de ardere). Rigidizarea carterului este o soluție eficientă (fig. 26.42), dar dezavantajoasă sub aspectul greutății și prețului de cost.

Controlul pasiv al zgomotului se realizează prin: 1) ecranizarea sau 2) capsularea integrală sau parțială a motorului. Prin ecranizare parțială se obține o reducere a zgomotului cu 3...5 dB(A) iar prin ecranizare totală cu 5...8 dB(A). Se închide motorul într-o carcasă, o manta din tablă de oțel de 1 mm grosime, care se fixează cu elemente elastice și se căptușește la interior cu material de absorbție de 5...10 mm grosime. Prin capsularea integrală a motorului se reduce zgomotul cu 10...20 dB(A). Soluția a fost aplicată la un motor răcit cu aer de 4 cilindri (fig. 26.43). Ea este costisitoare și mărește masa motorului cu 8...10%, de aceea se reduce la capsularea parțială. Capsularea parțială se pretează mai bine pentru sistemul de răcire al motoarelor răcite cu aer, care, în comparație cu sistemul de răcire al motorului răcit cu apă pretinde un debit de aer cu 40% mai mic și are secțiunile de intrare și ieșire a aerului incomparabil mai mici. Capsularea parțială apare ca o soluție de viitor la MAC, pentru asigurarea normelor de zgomot.

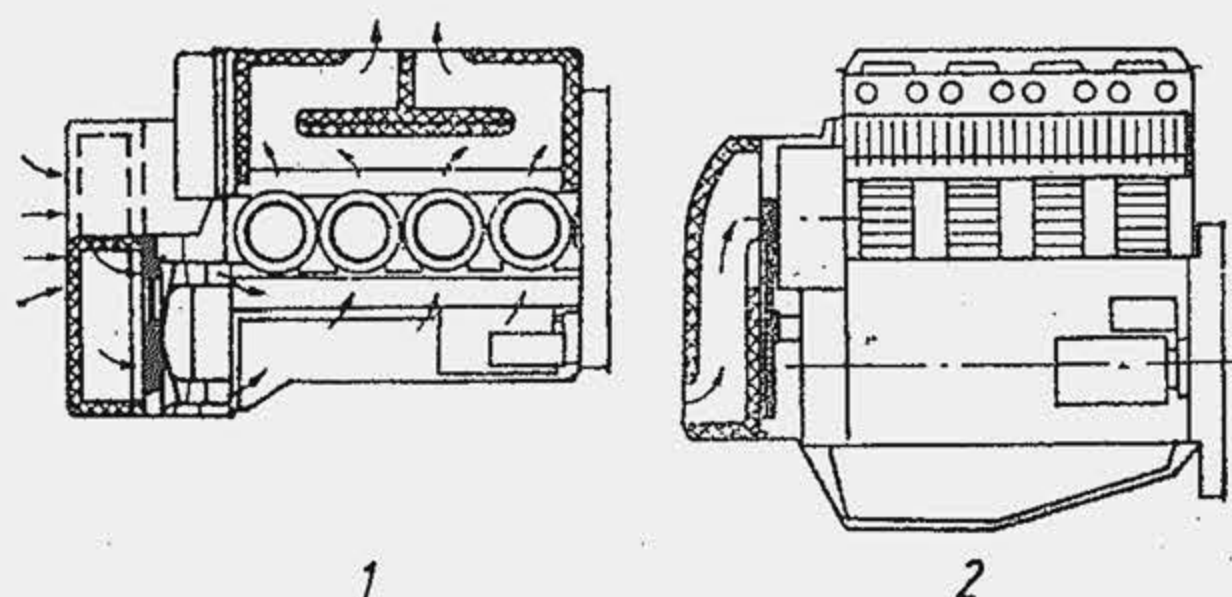


Fig. 26.43. Izolarea fonică integrală a unui motor răcit cu aer:  
1 — vedere de sus; 2 — vedere laterală.

## BIBLIOGRAFIE

1. Aramă, C. Apostolescu, N. Grünwald, B. Poluarea aerului de către motoarele cu ardere internă. București, Editura tehnică, 1975.
2. Belei, A. N. Über Massnahmen zur rationellen Verminderung der Abgasschadstoff — Emission eines nach dem M-Verfahren arbeitenden Fahrzeug-Dieselmotors. Dissertation. Tech. Hochschule, Darmstad, 1978.
3. Broch, J. T. The Application of the Brüell & Kjaer Measuring Systems. Brüell & Kjaer, 1976.
4. Eisele, H. Abgasgesetzgebung und deren Einfluss auf Diesel — und Ottomotoren. Bosch Techn. Berichte, 6, 1978.
5. Grumăzescu, M., Stan, A., Wegener, N., Marinescu, V. Combaterea zgomotelor și vibrațiilor, București, Editura tehnică, 1964.
6. Grünwald, B. Apostolescu, N. Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă. București, Editura Academiei R.S.R., 1975.
7. Heywood, J. Prediction of Nitric Oxide Concentrations in SIE. SAE Pr. 710011, 1971.
8. Lindemann, G. Darstellung der Deutz-Dieselmotoren KHD-1974.
9. Peters, B. D. Water-gasoline fuels. Their effect on SIE emissions and performance. Res. Publ. GMR-2163, 1976.
10. Qauder, A. A. What limits lean Operation in SIE-Flame initiation or propagation? SAE 760760, 1976.
11. Sasuki, T. The need for a scientific approach to emission standards in Japan. Japan Autom. Lewis, sept., 1976.
12. Stebar, R. F., Daniel, W. A., Sapre, A. R., Peters, B. D. Matching future Automotive fuels and engines for maximum energy efficiency. Research Publ. GMR-1995, 1976.
13. Vasilescu, C. A. Combaterea produșilor poluanți emiși de motoarele de autovehicule. București, Editura Academiei R.S.R., 1975.
14. Voiculescu, I. A., Borman, G. L. An experimental study of diesel engine cylinder — Averaged  $\text{NO}_x$  Histories. SAE 780228, 1978.



## 27.

### SUPRAALIMENTAREA MOTOARELOR

#### 27.1. EFICIENȚA SUPRAALIMENTĂRII

S-a arătat că puterea unui motor este proporțională cu consumul orar de combustibil (v. rel. 2.1). Întrucât între aer și combustibil există un raport determinat,  $C_a/C_c = \lambda L_{min}$  (v. rel. 2.3) a rezultat că puterea motorului este proporțională cu consumul orar de aer (v. rel. 2.18). La un motor de cilindree totală dată și turație invariabilă, consumul orar de aer poate fi sporit sensibil prin mărirea densității aerului, ceea ce rezultă din relația (2.19) în care  $\rho_{0a}$  — densitatea aerului la presiunea  $p_0$  și temperatura  $T_0$  a mediului ambiant se substituie cu densitatea aerului la ieșirea din organul de refulare al suflantei, la presiunea  $p_s$  și temperatura  $T_s$ :

$$P_e = \left( \frac{0,12}{3600} \cdot \frac{Q_i}{L_{min}} \right) \cdot \left( \frac{V_s \cdot n}{v} \right) \cdot \left( \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m \right) \cdot \rho_{sa} \quad (27.1)$$

În mod analog, din relația (2.21) rezultă

$$p_e = \left( 10^{-2} \frac{Q_i}{L_{min}} \right) \cdot \left( \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m \right) \cdot \rho_{sa} = c f_e \rho_{sa} \quad (27.2)$$

unde  $f_e = \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m / \lambda$  este factorul de eficiență a proceselor termogazodinamice ( $\eta_i$ ,  $\eta_v$  și  $\lambda$ ) și mecanice ( $\eta_m$ ). Gradul de comprimare a aerului în suflantă  $\rho_{sa}/\rho_{0a}$  rezultă pe baza ecuației de stare a gazelor

$$\frac{\rho_{sa}}{\rho_{0a}} = \frac{T_0}{T_s} \cdot \frac{p_s}{p_0} \quad (27.3)$$

iar, pe baza legii adiabate

$$\rho_{sa} = \rho_0 (p_s/p_0)^{1/k} \quad (27.4)$$

Dacă factorul de eficiență  $f_e$  rămâne invariabil prin supraalimentare, atunci presiunea medie  $p_e$  nu crește direct proporțional cu  $p_s/p_0$  ci numai în proporția  $(p_s/p_0)^{1/1,4} = (p_s/p_0)^{0,72}$ , curba 1 (fig. 27.1), ceea ce este rezultatul încălzirii aerului prin comprimare în suflantă. Dacă se răcește aerul la ieșirea din suflantă, pînă la  $T_s = T_0$ , curba 1 se transformă într-o dreaptă.

Experiența arată că, în general, pentru  $p_s/p_0 = 1 \dots 4$ , factorul de eficiență  $f_e$  este supraunitar, adică procesele termogazodinamice și mecanice se dezvoltă mai avantajos la motorul supraalimentat, curba 2.

Supraalimentarea motorului diesel a câștigat în interes cînd s-a trecut la antrenarea suflantei prin turbină cu gaze. Ciclul unui motor cu ardere internă (ciclul acytua, fig. 27.2) se numește *ciclu trunchiat*. În cursa de destindere s-ar putea obține lucru mecanic maxim dacă gazele de ardere s-ar destinde pînă la presiunea  $p_0$ . În acest caz ar rezulta: o cursă prelungită a pistonului, o cilindree mai mare, dimensiuni de gabarit mai mari, masă raportată mai mare, putere litrică mai mică, presiune medie mai redusă, deoarece aria hașurată raportată la cilindrul suplimentară reprezintă o presiune medie redusă. Ciclul cu destindere totală a gazelor, numit *ciclu cu destindere prelungită* este ineficient și este înlocuit de ciclul cu destindere trunchiată, realizat prin deschiderea supapei de evacuare la o presiune  $p_u \gg p_0$ . De la începuturile motorului cu ardere internă a rămas însă ca deziderat, folosirea energiei interne conținută în gazele de evacuare, care a devenit realizabil mult mai târziu, prin supraalimentarea cu grup turbosuflantă (turbosupraalimentare).

Aplicarea supraalimentării la motoarele de autovehicule a fost frînată la început din cauza performanțelor de gabarit și greutate nesatisfăcătoare ale grupului turbosuflantă. Progresele realizate în această direcție au permis ca în urmă cu două decenii să se aplice turbosupraalimentarea la motoarele de autovehicule de 9...15 l cilindree totală. Abia spre sfîrșitul deceniului trecut (anii '67...'68), a devenit posibilă supraalimentarea motoarelor de 4...9 l, după care s-a extins considerabil. În prezent, performanțele de compactitate ale grupului turbosuflantă au făcut posibilă adaptarea lui și la motoarele diesel de 2 l cilindree totală; se speră ca, în viitorul apropiat, turbosupraalimentarea să devină accesibilă și la motoarele de litraj mai mic.

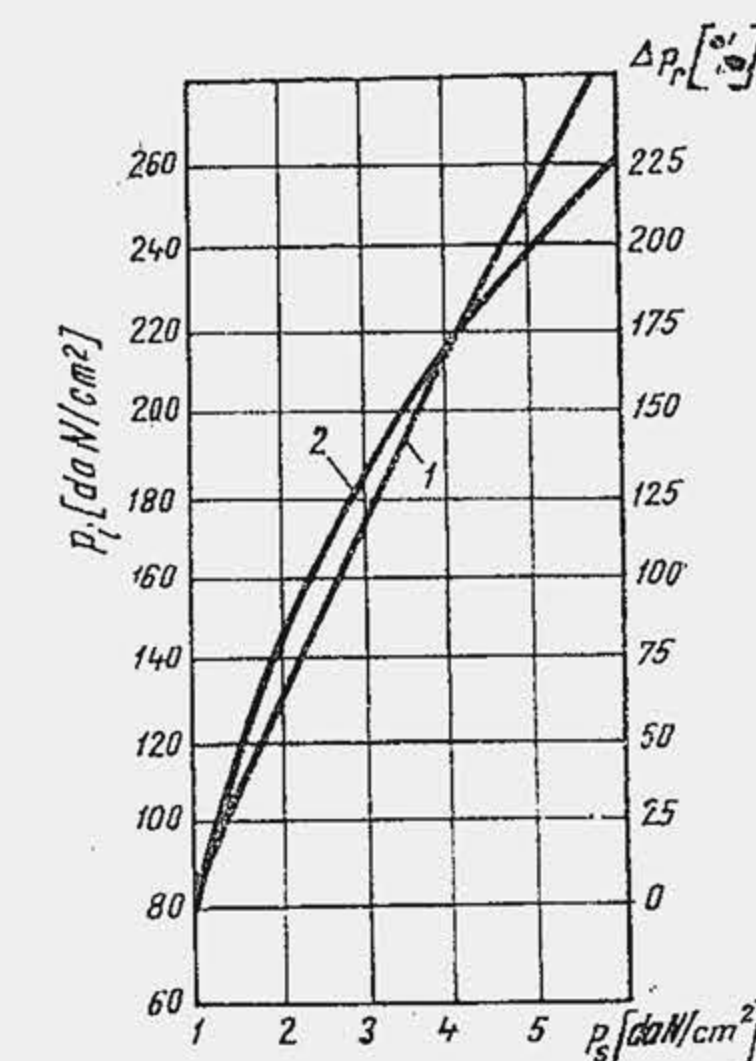


Fig. 27.1. Dependenta presiunii medii indicate de presiunea de supraalimentare.

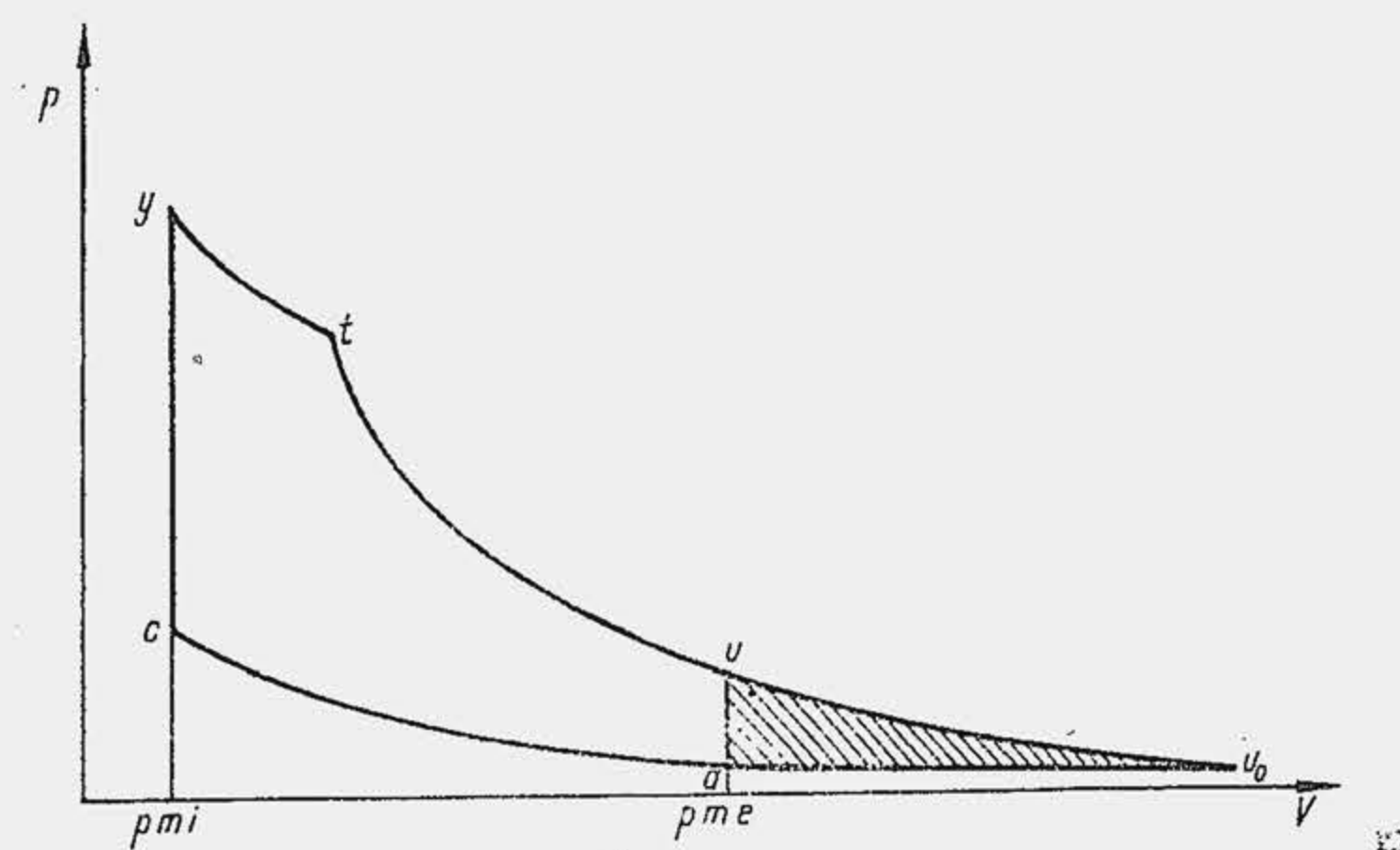


Fig. 27.2. Ciclu teoretic cu destindere prelungită.



Prin supraalimentarea MAC-ului se obține o creștere sensibilă a puterii litrice, deoarece  $P_L \sim p_e \cdot n$  (v. rel. 24.16). La aceeași turație  $n$  (adeseori la supraalimentare se reduce  $n$  cu 5...15%), presiunea  $p_e$  crește de 2...4 ori (la motoarele de autovehicule de la 6...8 daN/cm<sup>2</sup> la 11...13 daN/cm<sup>2</sup>; la motoarele de tracțiune feroviară pînă la 20...22 daN/cm<sup>2</sup>). Prin supraalimentare crește masa motorului, datorită masei suplimentare a grupului turbosuflantă precum și masei suplimentare a unor organe care se confecționează cu pereți mai groși pentru a rezista la forțe de presiune mai mari. Cu toate acestea masa raportată a motorului supraalimentat se micșorează. Motorul MWM, model D 232—V6 cu admisiune normală are ca performanțe:  $p_e = 6,61$  daN/cm<sup>2</sup>,  $P_L = 13,5$  kW/l (18,4 CP/l);  $m_P = 6,3$  kg/kW (4,6 kgf/CP); modelul D 232—V12 supraalimentat realizează:  $p_e = 11,05$  daN/cm<sup>2</sup>,  $P_L = 20,8$  kW/l (28,3 CP/l),  $m_P = 3,7$  kg/kW (2,72 kgf/CP).

## 27.2. UNELE PARTICULARITĂȚI ALE MOTOARELOR SUPRAALIMENTATE

**Baleiajul cilindrului.** La MAC, baleiajul are ca scop: 1) să răcească cilindrul, capul de piston, chiulasa, supapa de evacuare, care funcționează la temperaturi mai ridicate cînd se aplică supraalimentarea; 2) să răcească gazele de evacuare care evoluează în turbină; 3) să evacueze gazele reziduale. Pentru a produce baleiajul se mărește durata de deschidere simultană a supapelor (fig. 27.3), care crește de la 40...60°RA (admisiunea normală) pînă la 120...150°RA.

Deoarece o parte din aer trece din galeria de admisiune în galeria de evacuare volumul de aer refulat de suflantă, măsurat în condiții inițiale de stare  $V_{0s}$ , depășește volumul teoretic  $iV_s$ ; raportul  $V_{0s}/iV_s = c_{b0}$  se numește *coeficient de baleiaj* și are valorile  $c_{b0} = 1,1...1,3$ . Înregistrarea simultană a presiunii din cilindru ( $p$ ), din conducta de evacuare ( $p_{ce}$ ) și din conducta de admisiune ( $p_{ca}$ ) arată că există o perioadă în care  $p_{ca} > p > p_{ce}$ , condiție care asigură baleiajului o eficiență maximă (fig. 27.4). Intervalul de deschidere simultană a supapelor trebuie să coincidă cu această perioadă. Ea este determinată de faptul că presiunea aerului refulat de suflantă este practic constantă ( $p_s \approx p_{ca}$ ) dar presiunea  $p_{ce}$  este determinată de deplasarea unei unde de presiune. Inițial, curgerea rapidă, critică, din cilindru

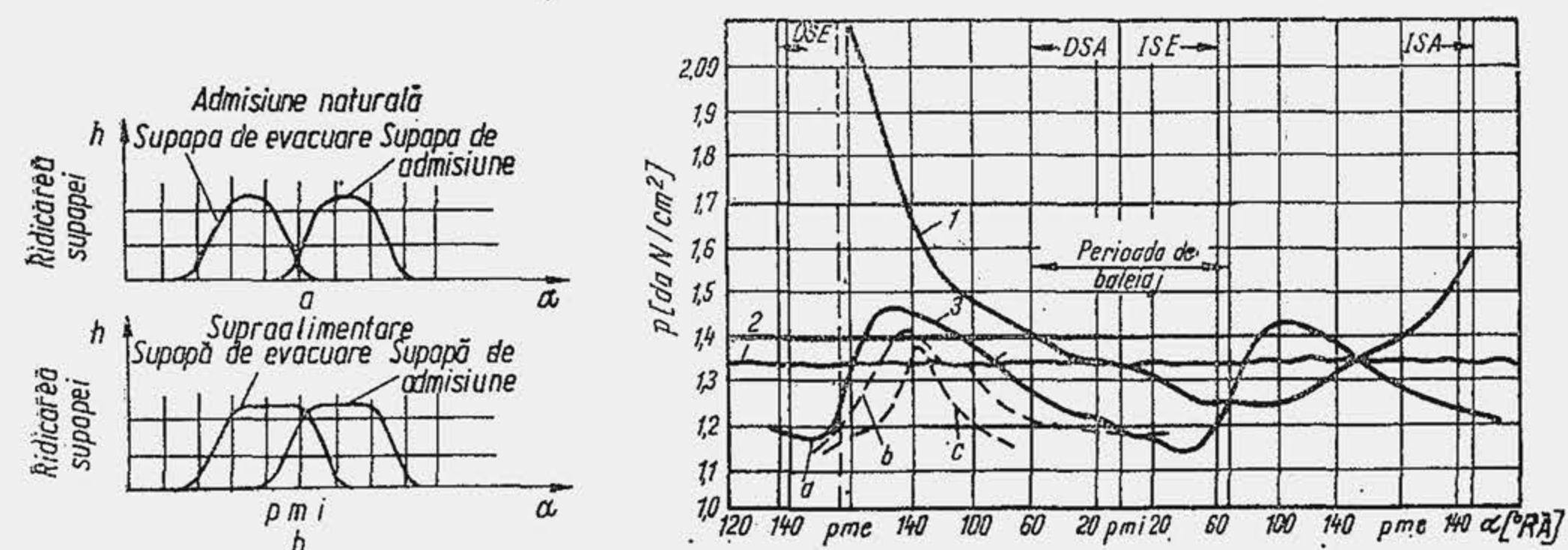


Fig. 27.3. Deschiderea simultană a supapelor la motorul cu admisiune normală (a) și la motorul supraalimentat (b).

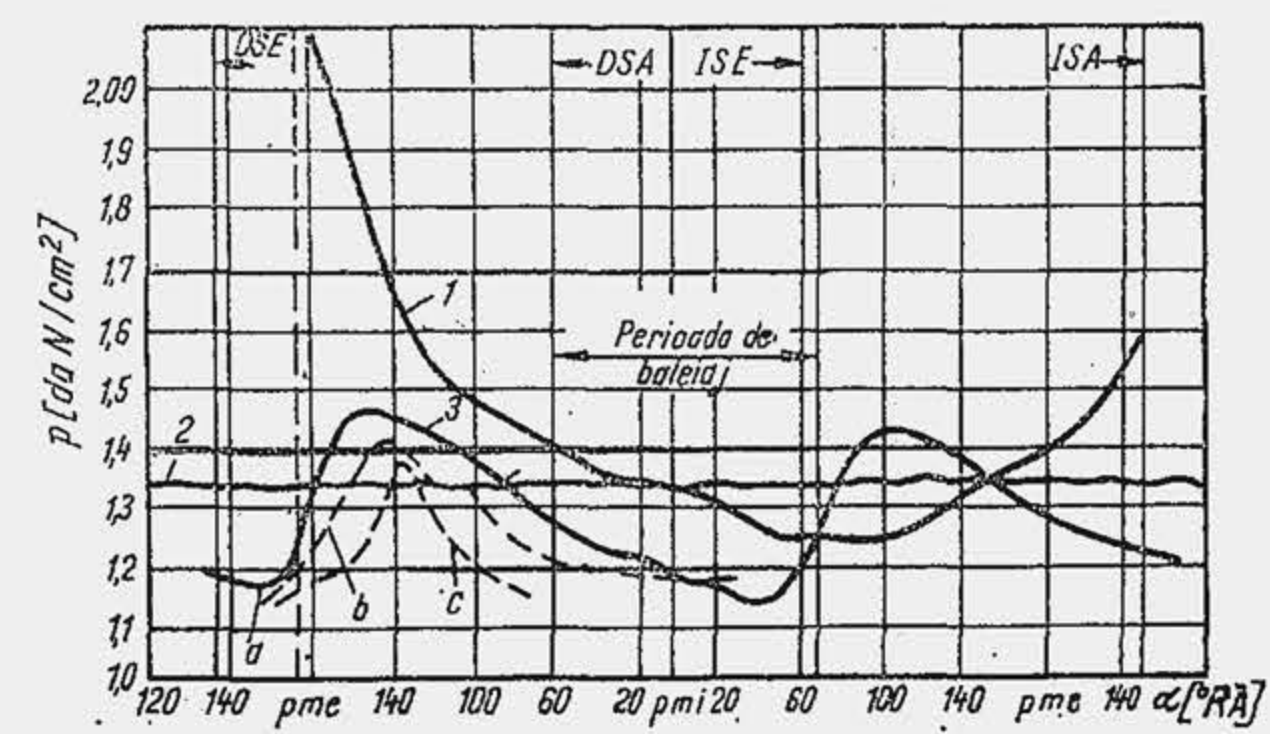


Fig. 27.4. Variația presiunii din cilindru (1), din conducta de admisiune (2) și din conducta de evacuare (3) la un motor în patru timpi supraalimentat.

în conducta de evacuare produce o creștere locală de presiune care se propagă spre turbină, dar lasă în urmă un gol de presiune care coincide cu perioada de baleiaj (curbele a, b și c reprezintă variația presiunii în trei puncte distincte ale traseului de evacuare, la 15 cm, 50 cm, 215 cm de SE).

**Presiunea maximă.** Prin supraalimentare crește presiunea maximă din timpul arderii (fig. 27.5), deoarece crește doza de combustibil din cilindru. S-a stabilit că  $p_{max}$  crește liniar cu  $p_e$ , dar arderea este mai puțin violentă, deoarece  $\tau_{aa}$  scade prin efect de presiune și temperatură. În același timp crește nivelul de temperatură a gazelor de ardere, ceea ce se ilustrează prin sporirea temperaturii  $T_t$  a gazelor de evacuare din fața turbinei. Prin efect de temperatură viteza de oxidare a particulelor de funingine crește și se înregistrează în gazele de evacuare mai puțin fum.

**Reducerea temperaturii maxime a gazelor.** La motoarele supraalimentate organele în contact cu gazele fierbinți (pistonul, chiulasa, supapa de evacuare, paletetele turbinei) au temperaturi mai ridicate și suportă încărcări termice mai mari. Se reduce temperatura gazelor fierbinți pe mai multe căi: 1) se răcește aerul refulat de suflantă; avantajul direct al soluției este creșterea puterii efective dezvoltate de motor, la același raport de creștere a presiunii în suflantă (fig. 27.6, a) sau, la aceeași creștere a puterii efective se reduce capacitatea sistemului de răcire (scade căldura transferată apei și uleiului). Prin reducerea temperaturii  $T_s$  cu fiecare 10°, se reduce temperatura  $T_t$  cu 25° (b), ceea ce este esențial pentru protejarea paletetelor de turbină; 2) se săracește amestecul și anume cînd  $p_s$  variază în limitele  $p_s/p_0 = 1,5...2,0$ ,  $\lambda$  crește cu 20...30%, iar cînd  $p_s/p_0 = 2...4$ ,  $\lambda$  crește pînă la 100%; 3) se reduce temperatura  $T_t$  prin sporirea coeficientului de baleiaj.

Pe caracteristica exterioară a unui motor supraalimentat se definesc diferitele tipuri de limitare a presiunii medii efective. La turații mari limitele severe sînt determinate de temperatura

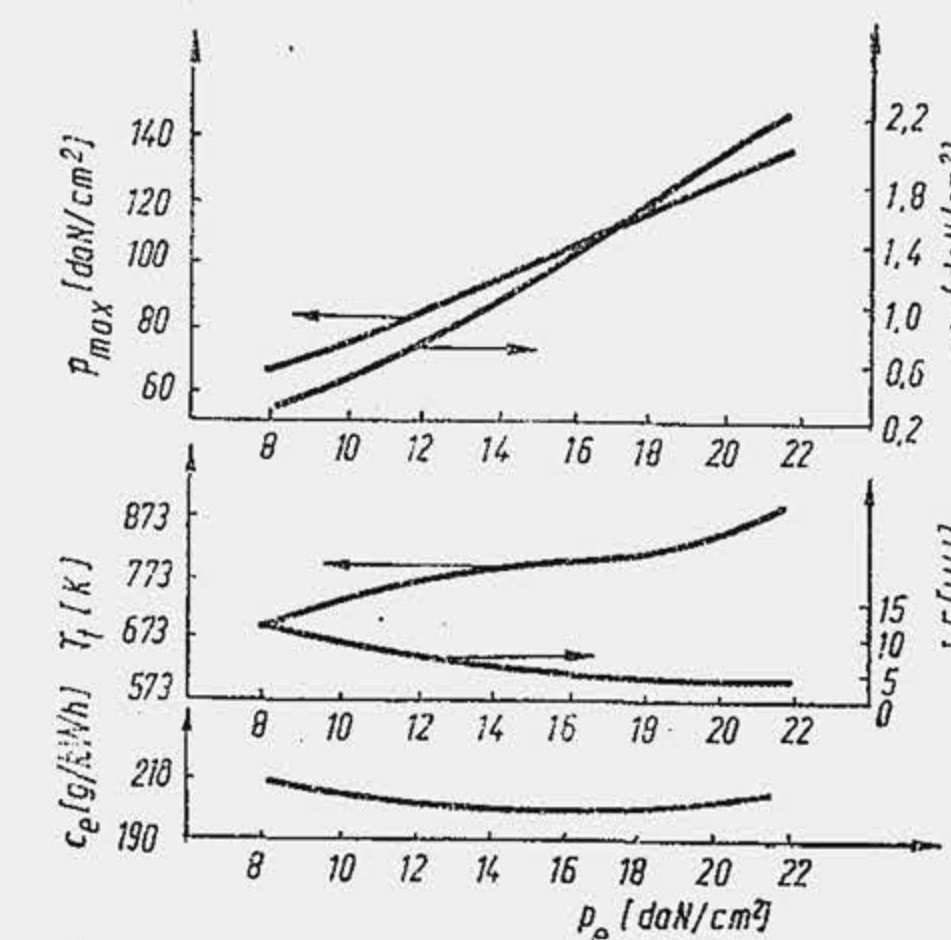


Fig. 27.5. Influența presiunii medii efective asupra unor mărimi caracteristice.

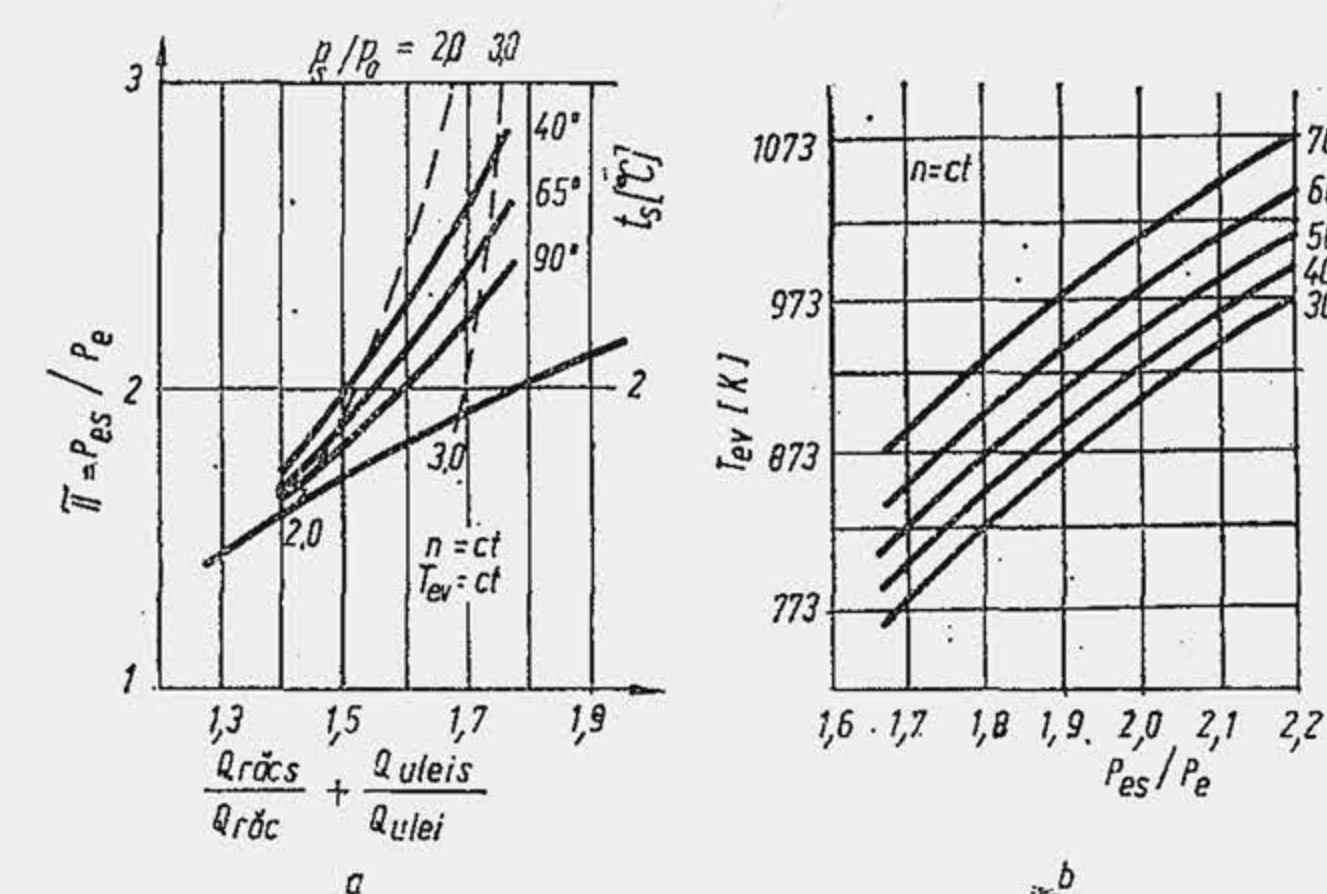


Fig. 27.6. Influența gradului de supraalimentare asupra unor performanțe.



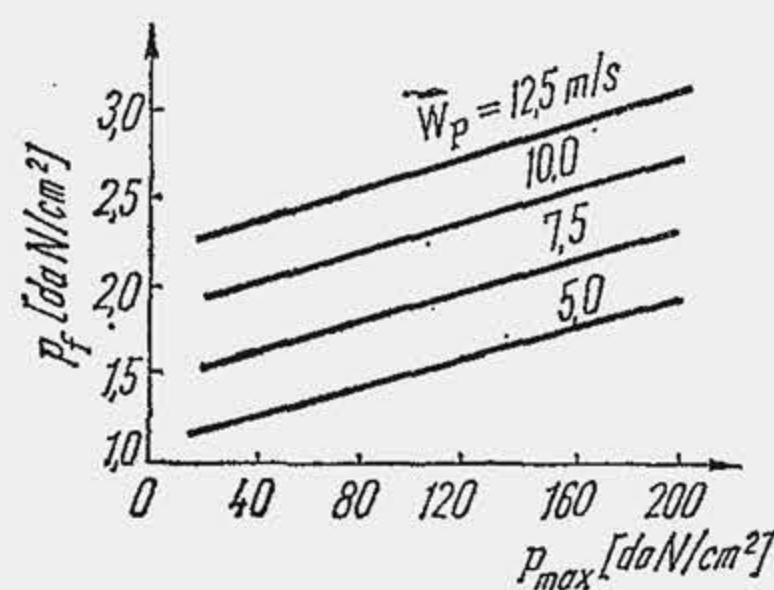


Fig. 27.7. Dependenta presiunii medii de frecare de presiunea maximă din cilindru.

ționate au o rezistență mare la autoaprindere și o căldură de vaporizare ridicată. Un amestec teoretic ( $\lambda = 1$ ) își reduce temperatura prin vaporizarea combustibilului cu 20° când este format pe bază de benzină, cu 90°, când este format cu alcool etilic și cu 130° cu metanol. De aceea  $\varepsilon_{la}$  (la limita de detonație) crește pînă la 14 pentru metanol, 15 pentru alcool etilic, 18 pentru acetonă.

**Factorul de eficiență.** Gradul de umplere este ușor amplificat (5...10%) prin efectele baleiajului (micșorarea lui  $\gamma_r$  și reducerea temperaturii pistonului, chiulasei). Pierderile prin frecare cresc (fig. 27.7) din cauza presiunilor maxime mai ridicate, în schimb lucrul mecanic de pompaj devine pozitiv (v. fig. 2.18). În ansamblu randamentul mecanic crește. Randamentul indicat înregistrează și el o ușoară sporire în primul rînd datorită arderii mai complete a combustibilului. La motoarele supraalimentate randamentul efectiv ( $\eta_e = \eta_i \eta_m$ ) este sensibil ameliorat și ca urmare consumul specific ( $c_e \sim 1/\eta_e$ ) este cu 20...27 g/kWh (15...20 g/CPh) mai mic; consumul specific efectiv  $c_{emm}$  coboară pînă la 200...210 g/kWh (148...154 gf/CPh), ceea ce se observă în figura 27.5. Gradul de creștere a puterii unui motor prin supraalimentare  $\pi = P_{es}/P_e$  (indicele  $s$  se referă la supraalimentare) este, potrivit relației (27.1):

$$\pi = \frac{\eta_{is} \eta_{vs} / \lambda_s}{\eta_i \eta_v / \lambda} \cdot \frac{\eta_{ms}}{\eta_m} \cdot \frac{n_s}{n} \cdot \frac{\rho_{sa}}{\rho_{0a}} = \frac{f_{es}}{f_{ea}} \cdot \frac{n_s}{n} \cdot \frac{\rho_{sa}}{\rho_{0a}} \quad (27.5)$$

Deși  $\lambda_s > \lambda$ , se înregistrează un factor de eficiență mai ridicat prin supraalimentare,  $f_{es} > f_{ea}$ .

**Încărcarea termică și mecanică** a organelor mecanismului motor este sensibil sporită la motorul supraalimentat. Temperatura mai mare a pistonului și mai ales gradientii mai mari de temperatură care sporesc tensiunile termice impun răcirea forțată a pistonului. Crește temperatura supapei de evacuare. Pentru a o menține neschimbată se impune răcirea gazelor de evacuare (fig. 27.8). Grosimea capului de piston, suprafața de reazem, diametrul și grosimea bolțului se amplifică. Suprafețele de reazem ale arborelui se măresc. Blocul-carter se întărește. Sistemul de răcire trebuie lărgit; debitul de ulei trebuie sporit, iar în circuitul de ulei se introduce un radiator de răcire. Pînă la un anumit grad de supraalimentare ( $p_s/p_0 = 1.6...2.0$ ) modificările sînt minime.

**Numărul conductelor de evacuare.** La motoarele policilindrice, dacă gazele se evacuează în o singură conductă, oscilațiile de presiune (v. fig. 27.4) se amortizează iar în conducta de evacuare se stabilește o presiune constantă.

gazelor de evacuare și turația maximă a turbinei; la turațiile medii ale motorului, limita este determinată de presiunea maximă din cilindru; la turațiile reduse, creșterea lui  $p_e$  este limitată de fum. Fiecare din aceste limite definesc dificultățile care apar la creșterea gradului de supraalimentare a unui motor diesel.

**Limitarea detonației la MAS.** Prin supraalimentare crește tendința la detonație, deoarece se aplică un regim mai înalt de presiuni și temperaturi, amestecului din zona finală. Se evită detonația prin îmbogățirea amestecului, reducerea avansului la declanșarea scînteii, mărirea cifrei octanice a benzinei, injecția de apă în colectorul de admisiune, folosirea unor combustibili speciali (alcool etilic, alcool metilic sau metanol, benzen, acetonă). Substanțele men-

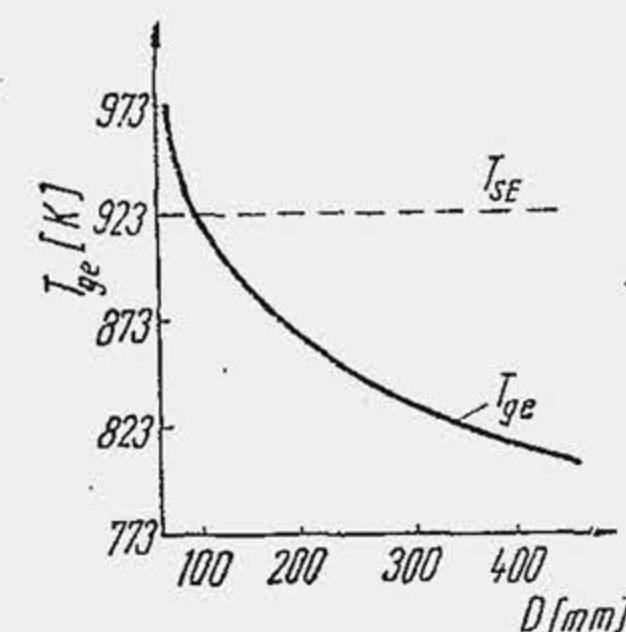


Fig. 27.8. Variația temperaturii gazelor de evacuare cu condiția  $T_{SE} = \text{ct.}$

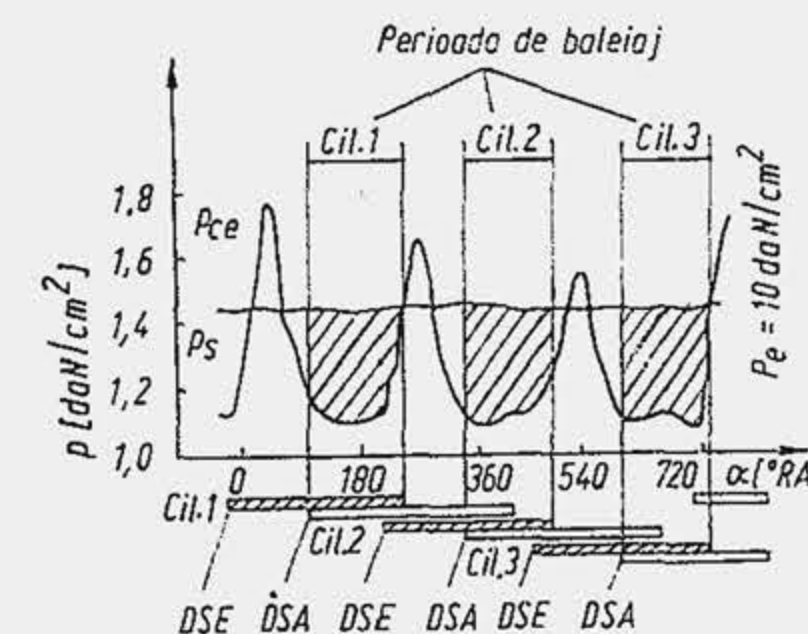


Fig. 27.9. Poziționarea pe ciclu a perioadei de baleiaj.

Pentru a spori eficiența baleiajului se urmărește menținerea oscilațiilor de presiune, deoarece ele asigură o diferență pozitivă de presiune între conducta de admisiune și conducta de evacuare, în care scop se decalează în timp procesul de baleiaj sau perioada deschiderii simultane a supapelor, de la doi cilindri cu funcționare succesivă (fig. 27.9). Ca urmare se prevăd mai multe conducte de evacuare, în funcție de numărul de cilindri și ordinea de aprindere. În figura 27.10 se arată cazul unui motor cu șase cilindri. În conducta  $a$  evacuează cilindrii 1, 2 și 3; în conducta  $b$ , cilindrii 4, 5 și 6; față de ordinea de aprindere indicată, în aceeași conductă nu interferează două deschideri simultane ale supapelor. La motoarele cu mai mult de șase cilindri sînt necesare 3...4 conducte de evacuare.

**Sistemul de injecție** implică un număr de modificări în funcție de gradul de supraalimentare. Pompa de injecție trebuie să furnizeze o doză sporită de combustibil ceea ce se poate realiza prin mărirea cursei pistonului sertar sau prin mărirea diametrului. Prima soluție se folosește rar deoarece mărește durata injecției. În mod frecvent se mărește diametrul pistonului sertar (fig. 27.11,  $a$ ) cu 10...20%. Mărirea dozei de combustibil conduce la creșterea presiunii inițiale de injecție ( $b$ ), care a ajuns la camerele unitare, la 400 daN/cm², tinde să crească la 600...700 daN/cm², iar în perspectivă, ar ajunge la 1000 daN/cm², pentru  $p_e = 22...25$  daN/cm². Sporirea diametrului  $d$  și a presiunii de injecție amplifică presiunea de contact pe camă peste limitele admisibile, astfel că în perspectivă se întrevide folosirea, la motoarele înalt supraalimentate, a pompelor de injecție cu distribuitor rotativ, deoarece cama inelară poate prelua presiuni mai ridicate. O altă dificultate o constituie variația dozei de combustibil cu turația (fig. 27.12). La pornire ( $I$ ) este necesară o

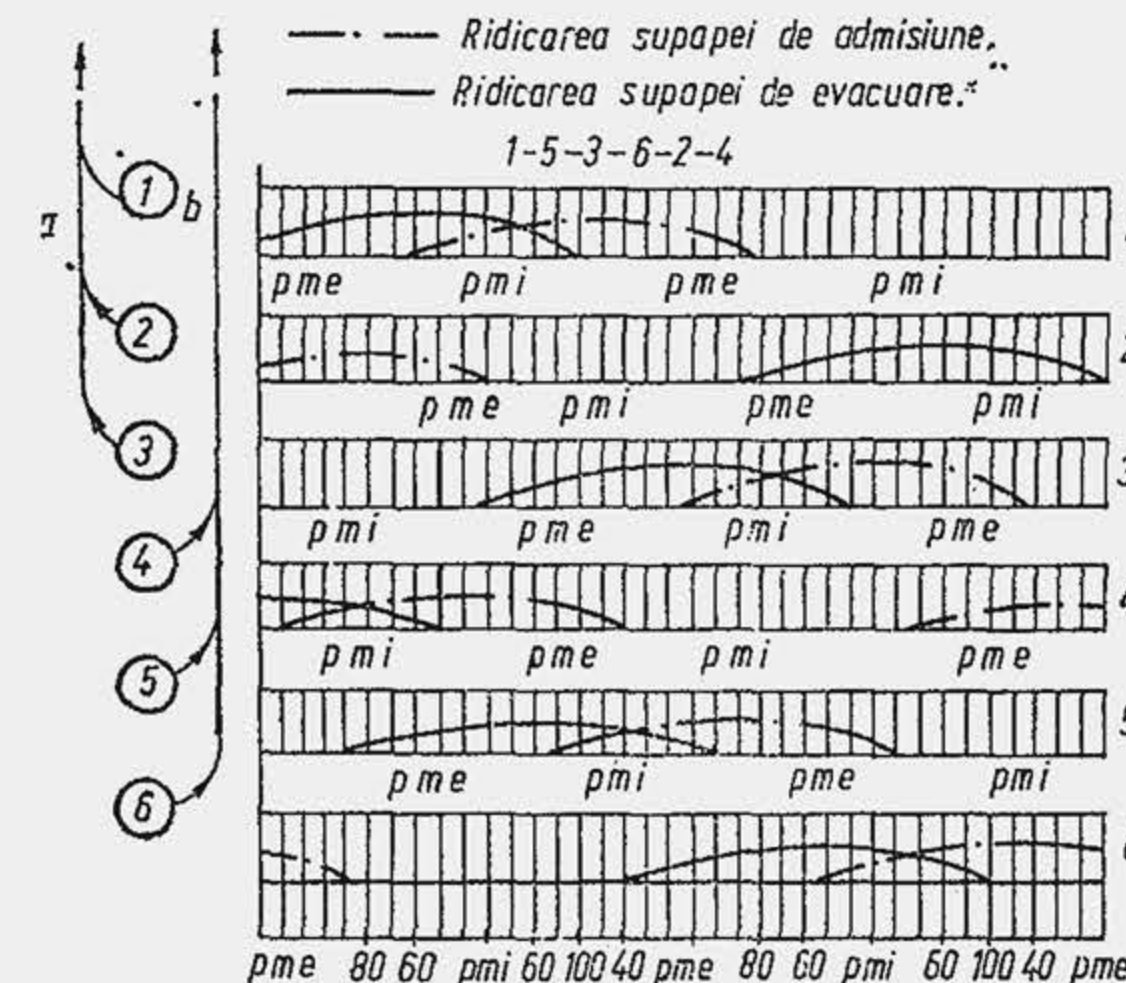


Fig. 27.10. Gruparea conductelor de evacuare la un motor cu șase cilindri supraalimentat.



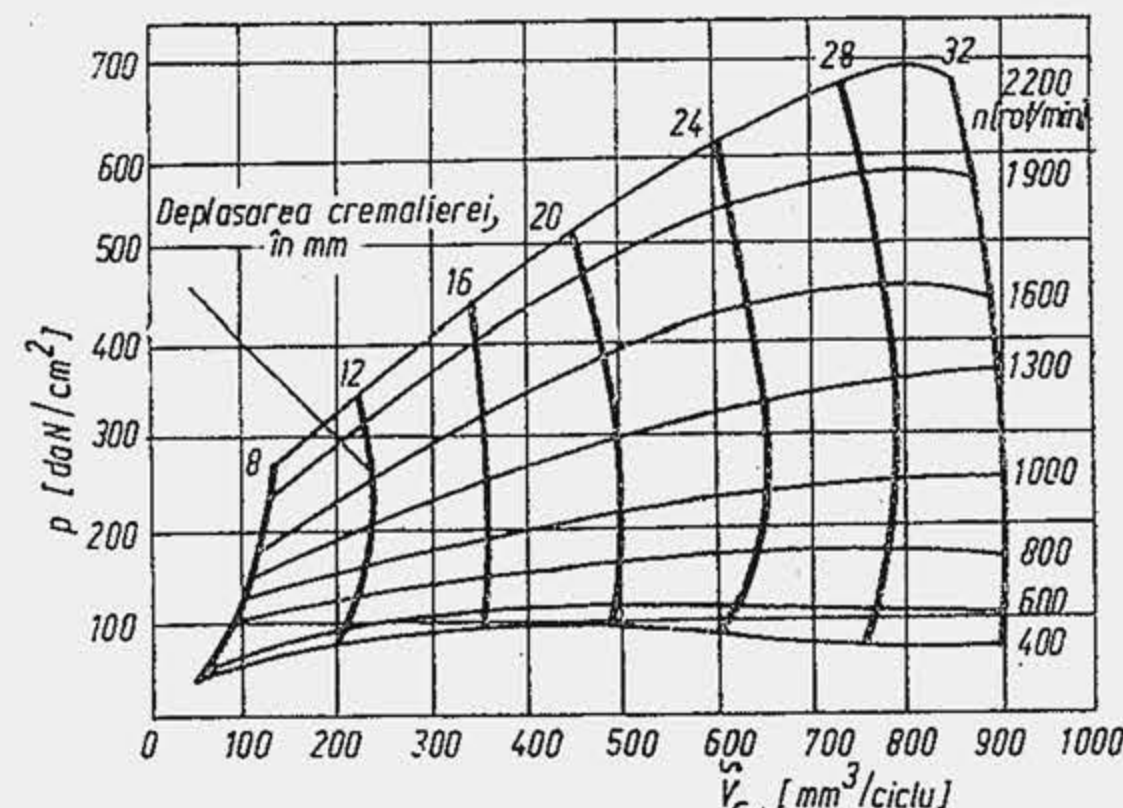
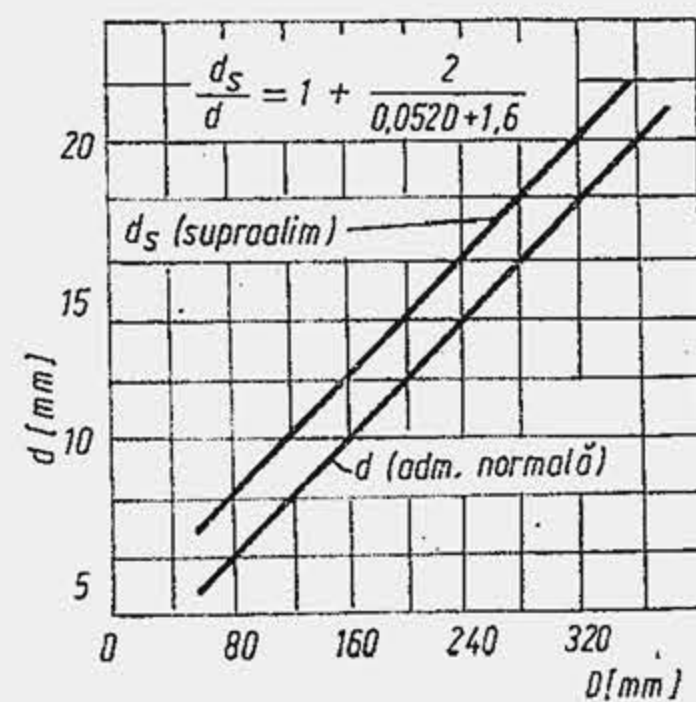


Fig. 27.11. Influența supraalimentării asupra unor mărimi caracteristice ale pompei de injecție.

doză mare; apoi, doza trebuie să crească (II) pentru a urmări caracteristica suflantei; în zona momentului maxim (III) doza trebuie menținută constantă; în fine, spre vitezele maxime (IV) doza se micșorează din cauza limitărilor introduse de temperatura gazelor de evacuare și turația turbinei. O asemenea variație a dozei de combustibil pretinde corectoare speciale care sînt în curs de perfecționare. Mărirea dozei de combustibil impune creșterea orificiului pulverizatoarelor cu 10...15%. Din cauza temperaturii ridicate apare pericolul de coxare a injectorului. O cale eficientă de a ameliora înclinarea la coxare este reducerea temperaturii pulverizatorului prin răcire forțată.

Grupul turbosulfantă de dimensiuni mici, cerut de litrajul relativ redus ale motoarelor de autovehicule, este în primul rînd, rezultatul perfecționărilor din domeniul turnării de mare precizie a rotoarelor de turbină și sulfantă, asociate cu progresele în domeniul materialelor de palet, rezistente la temperaturi ridicate și cu acelea din domeniul ungerii care au permis să se depășească turațiile de 100 000 rot/min.

Progresele în domeniul compactizării grupului turbosulfantă sînt arătate în figura 27.13. Grupul (a), model 1968, era destinat unui motor de 7 l care dezvoltă 132,5 kW (180 CP); grupul (b), model 1973, asigură supraalimentarea unui motor de 8,5 l pînă la 191 kW (260 CP). Modelul evoluat are 52 piese față de 106 piese (28 piese distincte față de 48), are masa cu 30...50%

mai mică (8...10 kg), are un volum cu 55% mai mic și un diametru al rotorului de 76 mm. Paletele sînt rezistente la 700°C și sînt confecționate din aliaj cu conținut ridicat de Ni, care înlocuiește aliajul pe bază de cobalt, ceea ce permite un raport de destindere de 3/1. În mod curent s-a trecut la utilizarea palierelor libere în reazeme, care se rotesc odată cu arborele. Jocul arbore-palier trebuie să fie de 25...50 μm iar jocul palier-carter de 75...100 μm, ceea ce impune ca fiecare diametru să fie re-

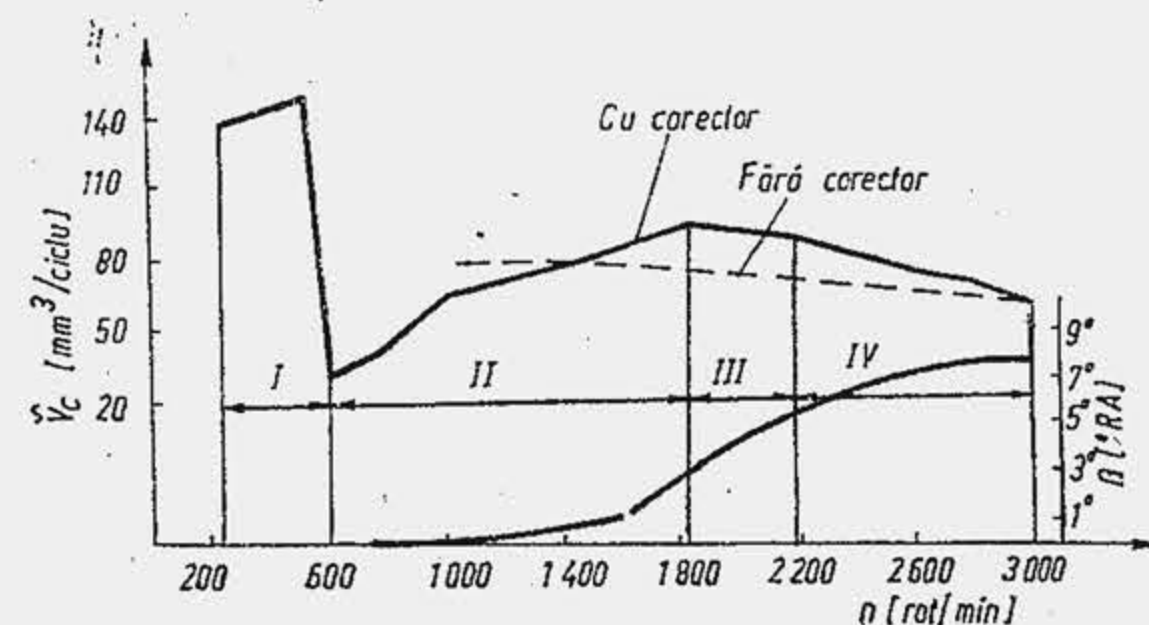


Fig. 27.12. Variația dozei volumetrice de combustibil cu turația, la motorul supraalimentat.

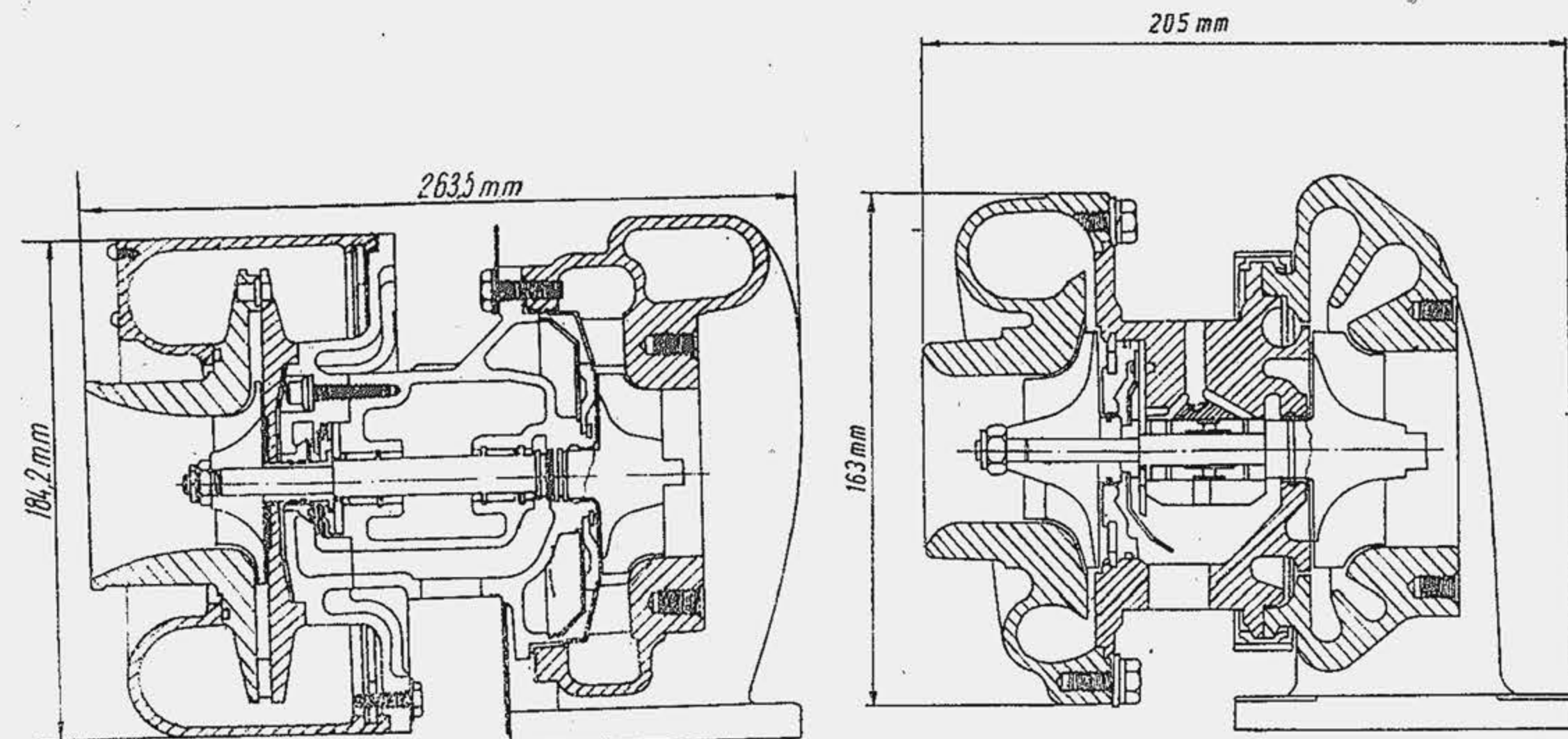


Fig. 27.13. Evoluția unui grup de turbosupraalimentare pentru motoare de autovehicule: a — fabricat în 1968; b — fabricat în 1973.

alizat cu o toleranță de 5 μm. La pornire apare o problemă spinoasă. La 10 000 rot/min, arborele grupului nu funcționează normal mai mult de 3 s cu filmul de ulei rezidual. De aceea, se prevăd conducte largi care să asigure rapid sosirea uleiului de la pompă.

Un grup turbosulfantă mai evoluat, pentru motoare de litraj mic (fig. 27.14, tip Holset H 1) realizat recent, are diametrul rotorului de 65 mm, dezvoltă 130 000 rot/min, este confecționat din 32 de piese și are masa de 5,2 kg. Grupuri turbosulfante mici au fost aplicate cu titlu de experiență pe motoare diesel cu litrajul sub 2 l. Motorul—VW Golf de 1,5 l, care dezvoltă 36,7 kW (50 CP) în varianta admisiune normală (v. pag. 875) a realizat 52,9 kW (72 CP), în varianta supraalimentat. Motorul de turism Mercedes Benz cu 5 cilindri, de 3 l, care dezvoltă 58,8 kW (80 CP) la 4 000 rot/min a fost supraalimentat și a dezvoltat 140 kW (190 CP) la aceeași turație la un raport de supraalimentare  $p_s/p_0 = 3$ , cu răcirea aerului refulat de suflantă de la 200° la 100°C.

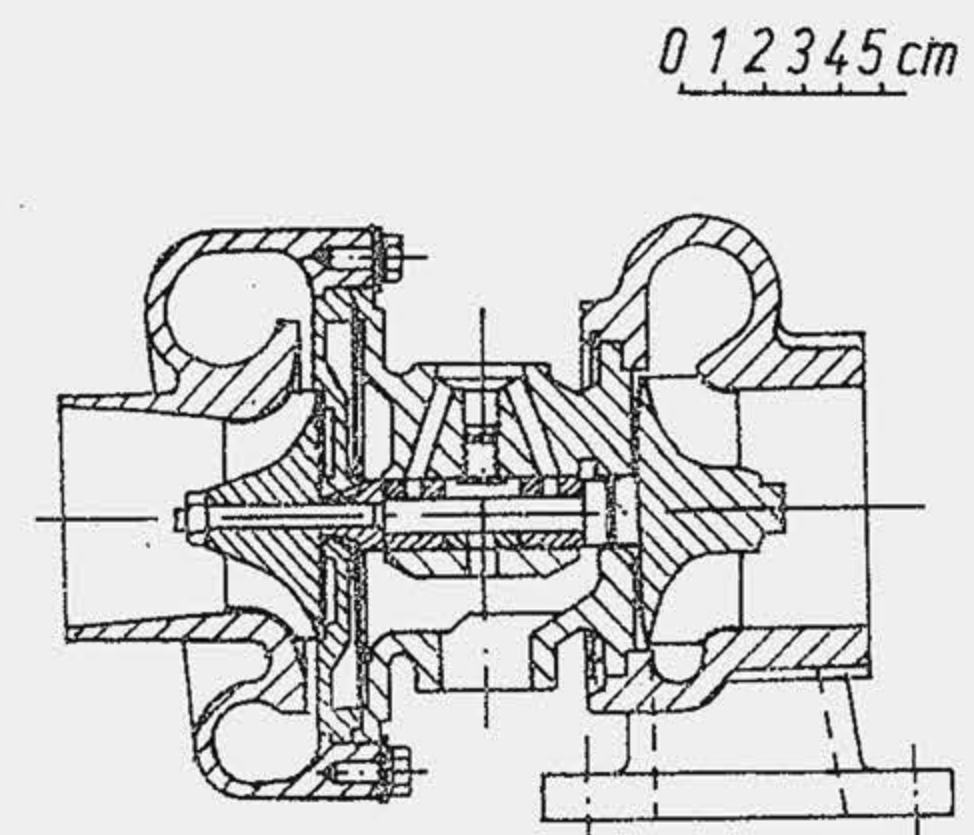


Fig. 27.14. Grup turbosulfantă Holset pentru motoare de litraj redus (1,5...2 l).

### 27.3. ACORDAREA GRUPULUI TURBOSUFLANTĂ CU MOTORUL DIESEL PENTRU AUTOVEHICULE

Grupul turbosulfantă se proiectează adecvat pentru a realiza gradul dorit  $\pi$ , de creștere a puterii la turația nominală. Deși grupul turbosulfantă este autoreglabil (cînd scade turația sau sarcina se micșorează debitul de gaze de ardere sau energia internă a acestora, ceea ce micșorează adecvat, în anumite limite, lucrul mecanic efectuat de turbină și prin urmare gradul de comprimare și debitul livrat de compresor), în domeniul turațiilor reduse debitul de aer



livrat de sulfantă este inferior debitului pretins de motor. Ca urmare presiunea medie efectivă și momentul motor scad sensibil, gradul de fum crește, iar funcționarea este compromisă. Pornirea motorului supraalimentat întâmpină dificultăți suplimentare. Pentru a limita presiunile maxime, raportul de comprimare la motorul supraalimentat se micșorează; în plus, la pornire, suflanta obturează admisiunea iar supapa de admisiune avînd o întârziere mare la închidere (pentru performanțe la turația nominală) face posibilă scăparea fluidului proaspăt în conducta de admisiune. Toate aceste particularități acționează într-un singur sens: se reduce gradul de comprimare a fluidului proaspăt, astfel că pornirea este compromisă. Acordarea grupului turbosuflantă cu motorul nu este încă soluționată satisfăcător, în ultimii ani fiind propuse mai multe soluții în acest sens.

Se supradimensionează grupul turbosulfantă pentru turația nominală și se obține caracteristica 1 (fig. 27.15) față de caracteristica normală 2. O supapă de reglaj permite evacuarea în atmosferă a unei fracțiuni din gazele de evacuare, iar suflanta funcționează în punctul  $N$ . La reducerea turației motorului, se reduce treptat fracțiunea de gaze evacuate în atmosferă, astfel că se asigură funcționarea după caracteristica 3, ceea ce menține un nivel ridicat al momentului motor pe domeniul de turații  $(0,5 \dots 1) n_N$ .

**Raport de comprimare variabil.** Deoarece raportul de presiuni în suflantă scade aproximativ cu pătratul turației, turbosufanta lărgeste mult intervalul de solicitare mecanică și termică a motorului, între regimul de suprasarcină și regimurile de sarcini reduse presiunea maximă și temperatura gazelor variază în limite foarte largi. Pentru a realiza condiții identice de ardere oricare ar fi sarcina și turația (presiuni și temperaturi apropiate la sfîrșitul comprimării sau în timpul arderii), BICERI a realizat un piston cu capul deplasabil, care asigură un raport de comprimare variabil (fig. 27.16). Pistonul este alcătuit din două părți: mantaua  $M$  pe care se fixează segmentii și suportul  $S$  care se articulează cu bolțul. Camera superioară 1 și camera inferioară 2 dintre manta și suport sînt alimentate cu ulei; supapele de siguranță  $S_1$  și  $S_2$  reglează alimen-

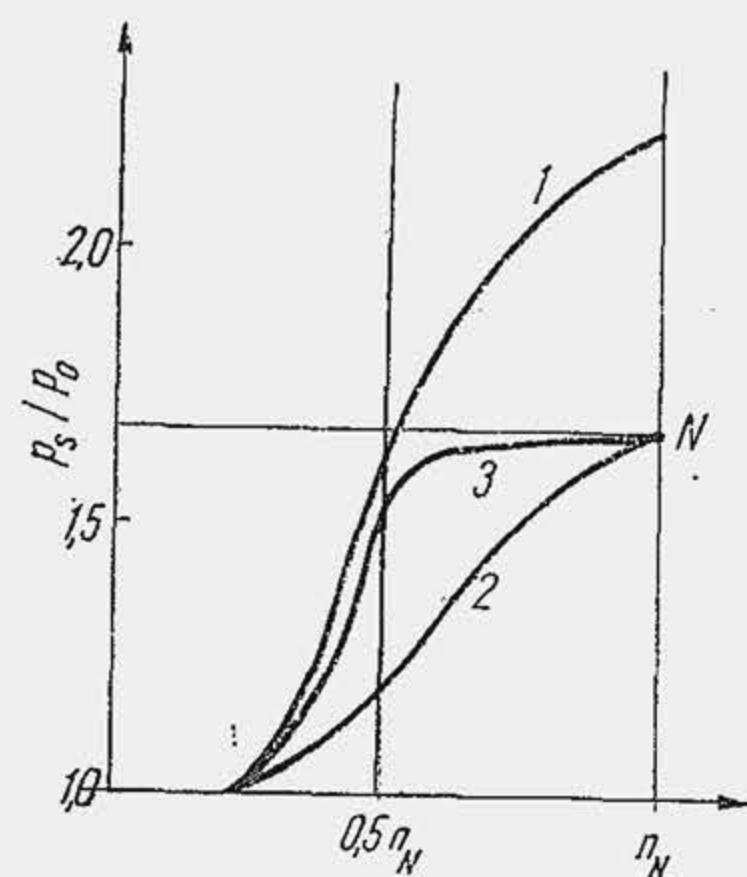


Fig. 27.15. Principiu de reglare a gradului de supraalimentare în funcție de turație.

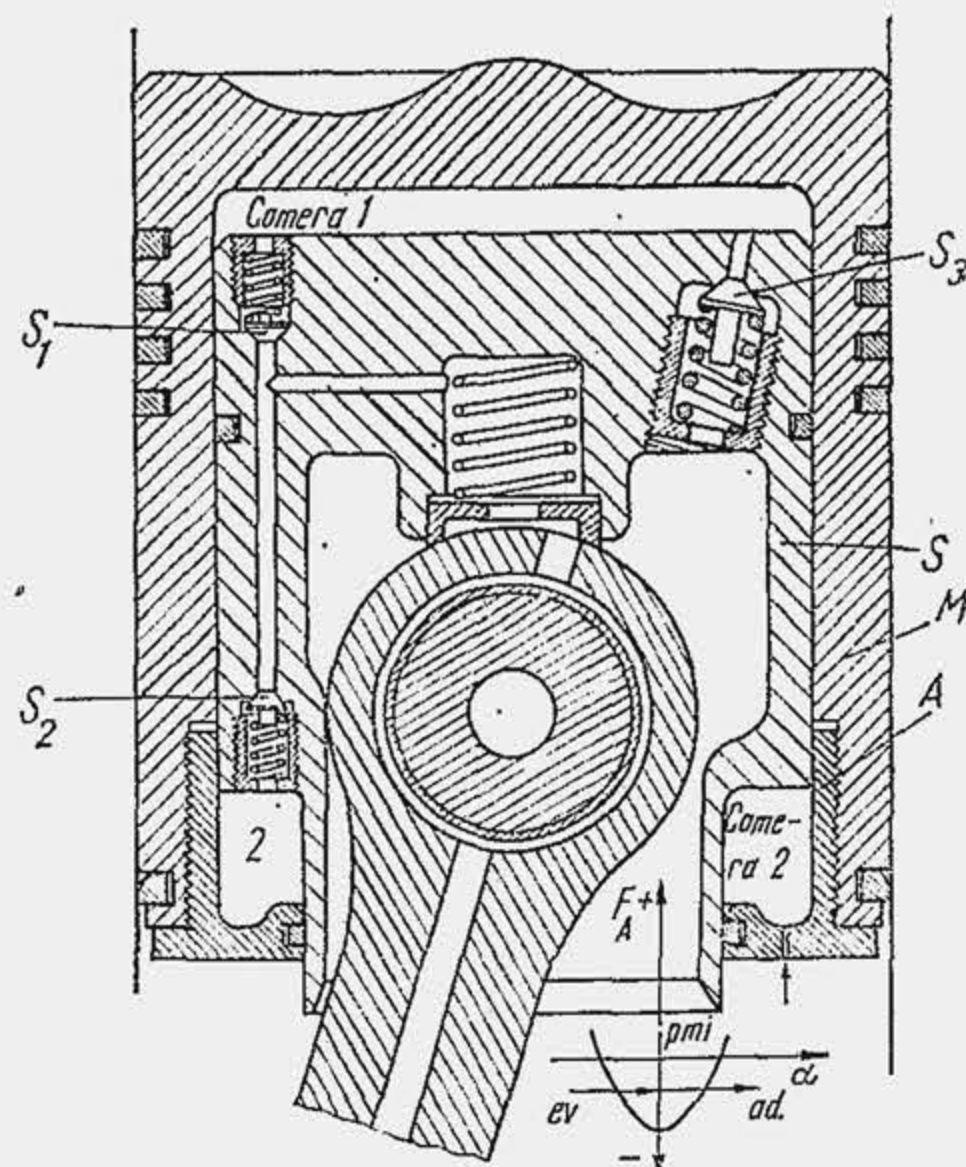


Fig. 27.16. Piston BICERI care realizează un raport de comprimare variabil.

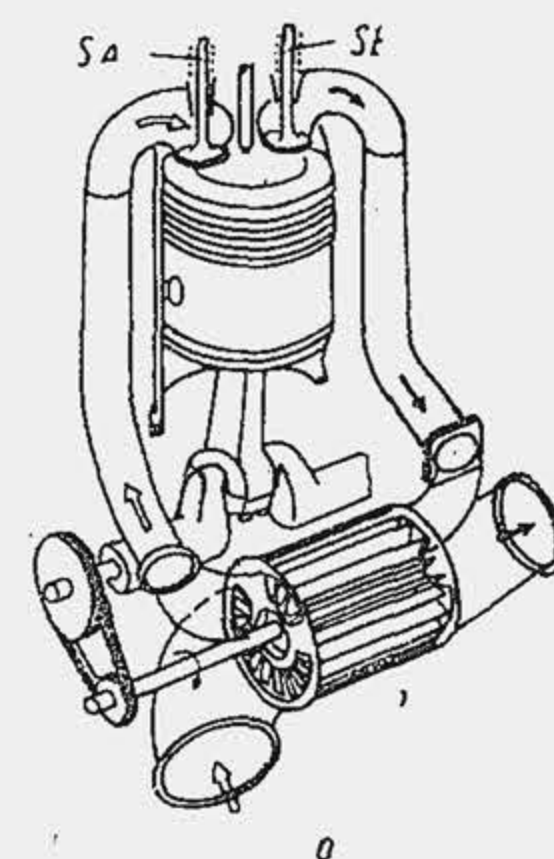


Fig. 27.17. Procedul de supraalimentare Comprex (a - viteza sunetului; c - viteza aerului sau gazelor; u - viteza periferică).

tura cu ulei; supapa de siguranță  $S_3$  și orificiul calibrat  $k$  reglează evacuarea uleiului. În ultima parte a fiecărei curse de evacuare și în prima parte a fiecărei curse de admisiune sub acțiunea forțelor de inerție  $F_A$  mantaua se depărtează de suport, volumul camerei 1 crește și se completează cu ulei prin supapa  $S_1$ . Deplasarea relativă este limitată de rezistența hidraulică a orificiului calibrat care determină reducerea frînată de volum a camerei 2. În restul cursei de admisiune și în cursa de comprimare poziția relativă a suportului și mantalei rămîne neschimbată. Dacă presiunea aerului crește sau presiunea maximă crește, mantaua se apropie de suport, deoarece uleiul este refulat în carter prin supapa  $S_3$ . Astfel, presiunea la sfîrșitul comprimării sau  $p_{max}$  rămîn cvasiconstante. Pistonul a trecut în producția de serie, după încercări efectuate timp de un deceniu. El este însă scump și se aplică pe motoarele speciale, la motoarele policarburante.

**Procedul comprex** realizează comprimarea aerului și destinderea gazelor de evacuare în același rotor (comprex = comprimare + expansiune). Ideea a fost brevetată în 1913, realizată în 1942 la Brown Boveri, dezvoltată din anul 1950 și încercată pe motoare diesel în 1967. Un rotor 1 cu celule axiale este antrenat de arborele cotit (fig. 27.17, a). În fiecare celulă aerul este comprimat de gazele de evacuare, deci rotorul nu este un consumator de energie (0,5...1% pierderi prin frecare). Drumul parcurs de gazele de evacuare și aer este arătat în (b). Gazele de evacuare intră într-o celulă pe traseul 1, comprimă aerul, se reflectă și parcurge traseul 2, apoi prin reflectări repetate ajunge în colectorul de evacuare. Prin destindere pe traseul 5 în celulă, se produce un gol de presiune, care face posibilă admisia de aer proaspăt. Procedul a fost aplicat pe un motor diesel de autocamion de 220,6 kW (300 CP). Curbele de moment (fig. 27.18) arată

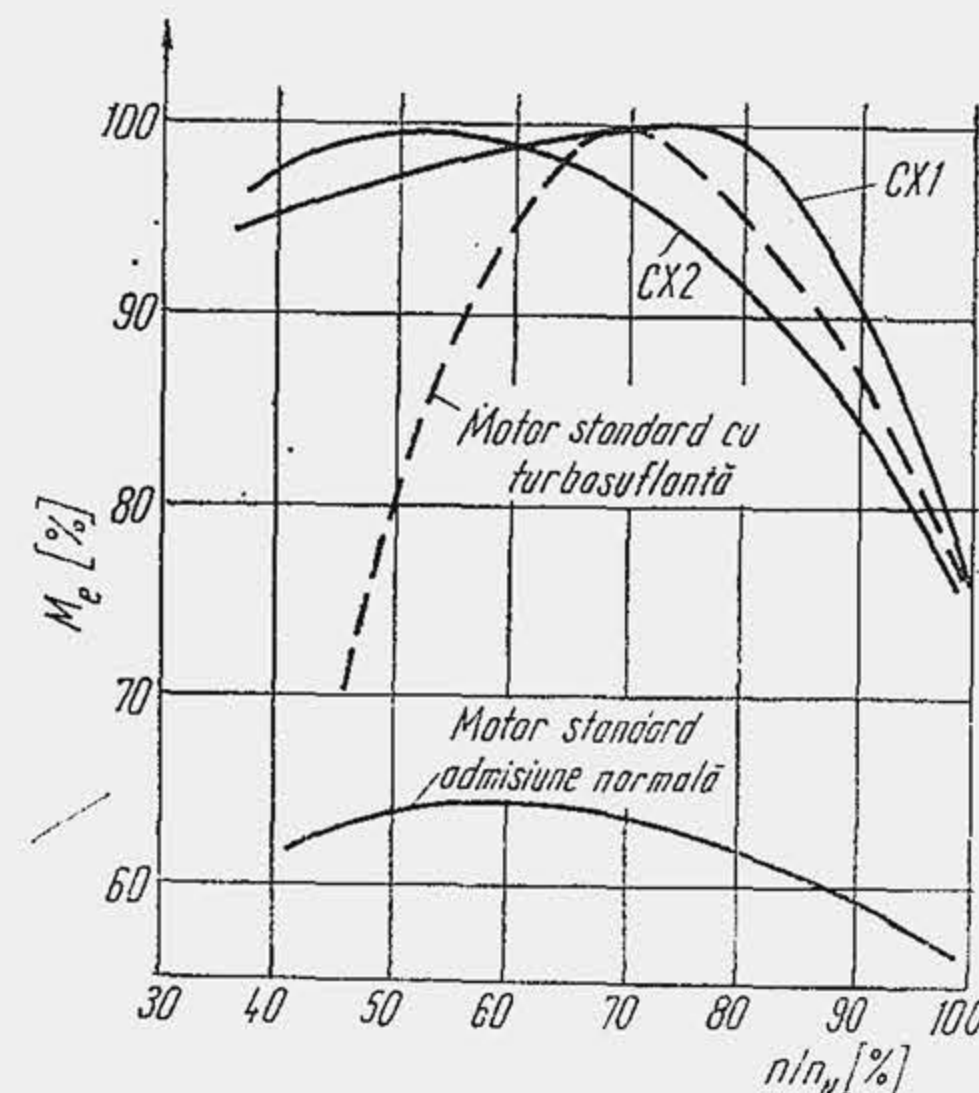


Fig. 27.18. Comparatie între caracteristicile de moment ale unor motoare.



că el menține o valoare ridicată a momentului, pe un mare interval de turații (două reglaje distincte; CX1, CX2).

**Supraalimentarea cu cameră independentă de ardere.** Procedul a fost propus pentru a soluționa problema pornirii motorului rece. Sistemul de supraalimentare este prevăzut cu o cameră independentă de ardere la presiune constantă care intră în funcțiune la pornire. Gazele de ardere antrenează grupul turbosuflantă la o turație ridicată, care asigură pornirea ușoară a motorului. Sistemul este utilizabil și în domeniul turațiilor reduse, dar este complicat și costisitor.

#### 27.4. SUPRAALIMENTAREA MAS-ULUI PENTRU AUTOTURISME

Supraalimentarea a fost aplicată inițial la MAS, la motoarele de curse. În S.U.A., s-a trecut de la formula de motor cu litrajul de 4,4 l și admisiune normală, la formula de motor de 2,6 l supraalimentat. Un motor de 8 cilindri în V dezvoltă 662 kW (900 CP) la 9 000 rot/min, cu o presiune medie  $p_e \approx 35 \text{ daN/cm}^2$  ( $P_L = 257 \text{ kW/l}$  sau 350 CP/l). Motorul este alimentat prin injecție în admisiune. Un motor Porsche de 12 cilindri în V la 180°, de 5 l, care dezvoltă 470 kW (640 CP) la 8 400 rot/min, a fost supraalimentat și a dezvoltat 809 kW (1 100 CP) la 7 800 rot/min. Masa inițială a motorului a crescut de la 260 kg la 284 kg iar cilindrul a fost sporit la 5,4 l. Motorul este răcit cu aer, are patru arbori de distribuție și șapte pompe de ulei. Raportul de comprimare  $\epsilon = 10,5$  a fost redus la 6,5 la motorul supraalimentat. Motorul este alimentat prin injecție și are două bujii pe cilindru. Înălțimea maximă de ridicare a supapei de evacuare este de 10,5 mm; a supapei de admisiune 10,5 mm pentru admisiune normală și 12,1 mm pentru admisiune forțată. Temperatura gazelor de evacuare, în fața turbinei este de 1000°C, iar turația grupului este de 90 000 rot/min. Presiunea de supraalimentare este de 1,4...1,5 bar. Biela s-a confecționat din aliaj de titan cu aluminiu și molibden și are masa de 420 g față de 680 g, masa bielei din oțel cu Cr și Mo. Supapa de admisiune din titan. Încercările de cale au arătat o „întârziere” la accelerare, deoarece grupul turbosulfantă are o inerție mare.

Recent s-a aplicat supraalimentarea, cu titlul de experiență, la un MAS de turism pentru a verifica dacă procedul permite reducerea emisiunilor nocive din gazele de evacuare. Rezultatele s-au dovedit satisfăcătoare în privința emisiunilor poluante dar procedul este costisitor și sporește consumul de combustibil. Temperatura gazelor în fața turbinei este cu 200...250°C mai mare decât la MAC.

#### BIBLIOGRAFIE

1. Aramă, C., Grünwald, B. *Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici*. București, Editura tehnică, 1966.
2. Brun, R. *Considerations fondamentales sur la technologie de la suralimentation des moteurs*, SIA, 10, 1974.

3. Dănescu, Al., Apostolescu, N., Grünwald, B. *Determinarea diagramei indicate a unui motor diesel supraalimentat în condițiile limitării solicitărilor mecanice*. St. și Cerc. de Energ. și Electr., 3, 1973.
4. Goodlet, M., Legallet, M. M., Davoust, *La suralimentation des moteurs industriels ou routiers*. SIA, 10, 1974.
5. Gotlieb, W. *Das Heutige Sulzer-Dieselmotoren*. M. T. Z., 12, 1974.
6. Grünwald, B., Dănescu, Al., Apostolescu, N. *Schimbarea gazelor la un motor diesel supraalimentat în condițiile limitării temperaturii gazelor arse la turbină*. St. și Cerc. de Energ. și Electr., 2, 1973.
7. Ivancenko, N. N., Semenov, B. N., Socolov, V. S. *Rabocii profess dizelei*. Leningrad, Mašinostroenie, 1972.
8. Mayer, A. *Le procédé comprex*. SIA, 10, 1974.
9. Pigeroulet, J. *Incidence de la suralimentation sur l'équipement de l'injection*. SIA, 11, 1974.
10. \*\*\* *Le moteur de Porsche 12 cylindres, Type 917 avec turbo*. SIA, 11, 1974.
11. \*\*\* Variable ratio piston. BICERI (The British Internal Combustion Engine Research Institute Ltd.).



## 28.

### CALCULUL SCHIMBULUI DE GAZE CU CALCULATOARELE NUMERICE

#### 28.1. PARTICULARITĂȚILE CALCULULUI

Controlul analitic al schimbului de gaze este în măsură să contribuie eficient la sporirea performanțelor de putere litrică a motoarelor cu turație ridicată și a motoarelor supraalimentate. Constituind mai demult un deziderat, rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale care determină schimbul de gaze se efectuează astăzi cu calculatoarele numerice de mare capacitate, astfel încât problema duratei de lucru este definitiv soluționată (rezolvarea numerică a ecuațiilor diferențiale cu mijloacele tradiționale pretinde 8 000...10 000 ore/om). Cititorul dispune astăzi de o lucrare, apărută recent\*, în care găsește un program de calcul complet, cu multiple variante de lucru, pe care îl poate utiliza, precizând numai datele inițiale.

Integrarea sistemului general de ecuații diferențiale cu calculatorul numeric pretinde să se soluționeze mai multe probleme referitoare la: natura fizică a fenomenelor, definirea condițiilor la limită, tehnica de programare. Primul grup de probleme se referă la exprimarea adecvată a variației momentane a compoziției și energiei interne a fluidului motor din cilindru, precum și a mișcării nepermanente a gazelor pe traseele de curgere. Precizarea condițiilor la limită pretinde cunoașterea condițiilor de stare a fluidului motor la declanșarea schimbului de gaze, adică în momentul deschiderii supapei de evacuare ( $\alpha_{DSE}$ ). Starea gazelor în momentul  $\alpha_{DSE}$  depinde de evoluțiile anterioare ale fluidului motor, adică de schimbul anterior de gaze și de evoluțiile de comprimare, ardere (mai ales) și destindere. Ca urmare, trebuie programat calculul tuturor evoluțiilor unui ciclu motor și nu numai al acelora de schimb de gaze. Condițiile inițiale rămân însă necunoscute, se alege arbitrar (cu aproximație)

\* Grünwald, B. și Gheorghiu, V. *Calculul schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă cu piston*. Editat de Institutul politehnic București, 1980.

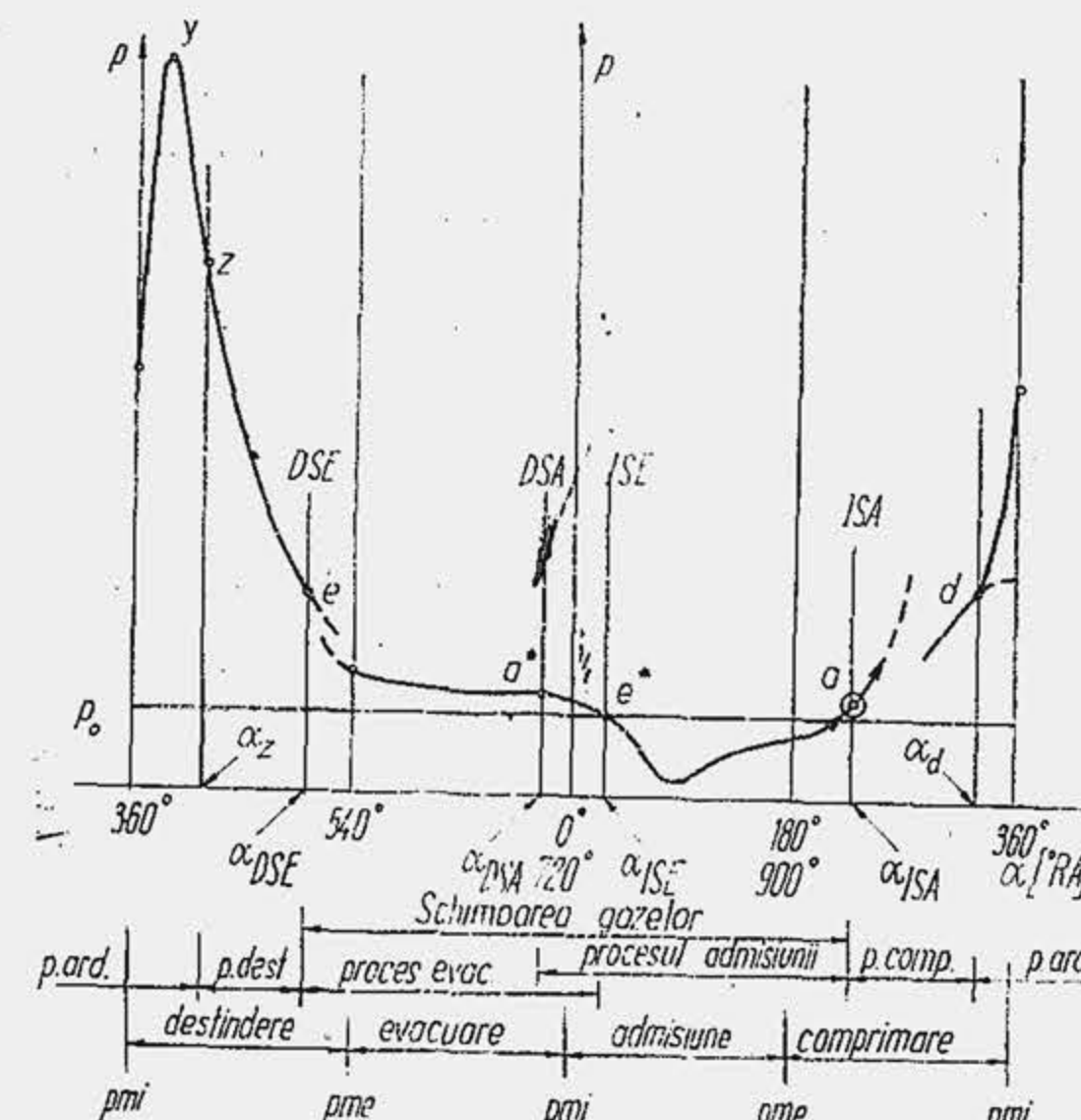


Fig. 28.1. Modelul ciclului pentru calculul schimbului de gaze.

și se parcurge ciclul de mai multe ori (problema e convergentă) până când, în momentul  $\alpha_{DSE}$  se satisface un test de precizie pentru presiune, temperatură, cantitate de substanță. Tehnica de programare trebuie să satisfacă două deziderate: precizie sporită și timp de calcul redus. Un program cu pas variabil de calcul (optimizat prin autoreglare) reprezintă o soluție, la care se adaugă formularea ecuațiilor diferențiale în forma cea mai generală, astfel încât fiecare evoluție sau parte a ei să apară ca un caz particular. Sistemul general de

ecuații diferențiale la care se ajunge în cele ce urmează se particularizează pe intervalele definite în tabela 28.1 și figura 28.1, în funcție de parametrul independent  $\alpha$ -unghiul de rotație a arborelui cotit.

Tabela 28.1

Intervale caracteristice ale ciclului motor

Interval	Durata	Limitele de variație ale lui $\alpha$
Comprimarea	$\Delta\alpha_c$	$\alpha_{ISA} \leq \alpha \leq \alpha_d$
Arderea	$\Delta\alpha_a$	$\alpha_d \leq \alpha \leq \alpha_z$
Destinderea	$\Delta\alpha_d$	$\alpha_z \leq \alpha \leq \alpha_{DSE}$
Schimbul de gaze	$\Delta\alpha_{sg}$	$\alpha_{DSE} \leq \alpha \leq \alpha_{ISA}$
Evacuarea	$\Delta\alpha_{sgc}$	$\alpha_{DSE} \leq \alpha \leq \alpha_{ISE}$
Admisiunea	$\Delta\alpha_{sga}$	$\alpha_{DSA} \leq \alpha \leq \alpha_{ISA}$
Evoluțiile de înaltă presiune	$\Delta\alpha_x$	$\alpha_{ISA} \leq \alpha \leq \alpha_{DSE}$
Evoluțiile de joasă presiune	$\Delta\alpha_y$	$\alpha_{DSE} \leq \alpha \leq \alpha_{ISA}$

#### 28.2. COMPOZIȚIA ȘI ENERGIA INTERNĂ A AMESTECULUI MOMENTAN DE GAZE

Calculul schimbului de gaze se aplică pentru o cilindree cunoscută, determinată prin anteproiectare, pe baza calculului termic efectuat pentru 1 kg de combustibil. Cantitățile de substanță se raportează la o cilindree concretă, variază în interiorul unui ciclu și de la ciclu la ciclu, cu sarcina și turația, cu



parametri de reglaj. De aceea, o exprimare generală simplă a compoziției se obține prin intermediul participațiilor molare ale substanțelor din fluidul motor, definite în tabela 28.2, calculate pentru 1 kg de combustibil (v. par. 4.5) și un coeficient de dozaj  $\lambda$ , dat.

Tabela 28.2

Proprietăți ale amestecului de gaze

Proprietatea	Relația
1. Participația molară ( $P_j$ )	
Participația aerului	$P_{aer} = v_{aer}/v_i$ (1)
Participația combustibilului	$P_{cb} = v_c/v_i$ (2)
Participația $\text{CO}_2$	$P_{\text{CO}_2} = v_{\text{CO}_2}/v_f$ (3)
Participația $\text{CO}$	$P_{\text{CO}} = v_{\text{CO}}/v_f$ (4)
Participația $\text{H}_2\text{O}$	$P_{\text{H}_2\text{O}} = v_{\text{H}_2\text{O}}/v_f$ (5)
Participația $\text{N}_2$	$P_{\text{N}_2} = v_{\text{N}_2}/v_f$ (6)
Participația $\text{O}_2$	$P_{\text{O}_2} = v_{\text{O}_2}/v_f$ (7)
2. Masa moleculară ( $M_j$ )	
Fluid proaspăt (indice $fp$ )	$M_{fp} = P_{aer} M_{aer} + P_{cb} M_{cb}$ (8)
Gaze de ardere (indice $ga$ )	$M_{ga} = P_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} + P_{\text{CO}} M_{\text{CO}} + P_{\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} + P_{\text{N}_2} M_{\text{N}_2} + P_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2}$ (9)

Calculul arderii se dezvoltă convenabil cînd cantitățile de substanță se măsoară în kilomoli. Pentru o exprimare unitară a sistemului de ecuații, cantitatea de substanță în ecuațiile de curgere se exprimă cu aceeași unitate de măsură, ceea ce pretinde calculul volumului specific al gazelor. Știind că  $R_j M_j = R$  (v. Anexa 2.2), din ecuația de stare  $p v = R_j T$  rezultă:

$$v[\text{m}^3/\text{kg}] = 8314 \cdot 10^{-5} T / M_{am} p. \quad (28.1)$$

$p$  fiind în  $\text{daN}/\text{cm}^2$ ,  $M_{am}$  în  $\text{kg}/\text{kmol}$ ,  $T$  în  $\text{K}$ . Masa moleculară a amestecului este  $M_{am} = \sum P_j M_j$  (tab. 28.2),  $P_j$  și  $M_j$  fiind cunoscute pentru fiecare gaz (notat cu indicele  $j$ ) care intră în amestec.

Variația elementară a energiei interne este  $dU = d(v \cdot u)$ ; deoarece în procesul de schimbare a gazelor cantitatea molară de substanță variază în fiecare moment, iar pe toate evoluțiile ciclului, energia internă specifică  $u$  variază cu temperatura, rezultă

$$dU = v du + u dv, \quad (28.2)$$

astfel că, pentru dezvoltarea calculelor trebuie să se cunoască atât valoarea  $u$ , cât și variația momentană a energiei interne,  $du$ . Prin definiție

$$du = C_v dT \text{ (a); } u = \int C_v dT \text{ (b).} \quad (28.3)$$

Fiind cunoscute dificultățile de exprimare analitică a dependenței  $C_v(T)$ , se propune să se împarte intervalul de temperatură  $0 \dots 3000^\circ\text{C}$  în două intervale: 1)  $273 \dots 1273 \text{ K}$ ; 2)  $1273 \dots 3273 \text{ K}$ . Restrîngerea primului interval este justificată de anomaliiile dependenței  $C_v(T)$  la temperaturi mici. Rezultă două dependențe pentru variația elementară a energiei interne

$$du_{\leq 1273} = C_v^* dT \text{ (a); } du_{> 1273} = C_v^{**} dT \text{ (b).} \quad (28.4)$$

Căldura specifică reală stelată este definită pe intervalul  $273 \dots 1273 \text{ K}$ ; căldura specifică reală dublu stelată este definită pe intervalul  $1273 \dots 3273 \text{ K}$ . Cele două călduri specifice sînt de forma:

$$C_v^* = a^* + b^* t + c^* t^2 + d^* t^3 + e^* t^4, \quad (28.5^*)$$

$$C_v^{**} = a^{**} + b^{**} t + c^{**} t^2 + d^{**} t^3 + e^{**} t^4, \quad (28.5^{**})$$

unde  $t = T - 273$  a fost utilizat numai pentru simplificarea scrierii.

Coeficienții căldurilor specifice se scriu sub forma a două matrice,  $\mathcal{M}^*$  și  $\mathcal{M}^{**}$ , iar valorile coeficienților se arată în matricile numerice  $\mathcal{M}_{num}^*$  și  $\mathcal{M}_{num}^{**}$  (fig. 28.2). Ultima linie a matricilor cuprinde masele moleculare ale substanțelor ceea ce este avantajos pentru alcătuirea unei matrici unitare, cu coeficienții caracteristici ai substanțelor care formează fluidul motor.

Energia internă se obține din (28.3) cu relațiile (28.4) și (28.5),

$$u = \int_{T_0}^{1273} C_v^* dT + \int_{1273}^T C_v^{**} dT, \quad (28.6)$$

sau

$$u_{\leq 1273} = \bar{C}_v^*(T - 1273) \text{ (a); } u_{> 1273} = u_{1273} + \bar{C}_v^{**}(T - 1273) \text{ (b),} \quad (28.7)$$

căldurile specifice barate fiind definite de expresiile (1) și (2), din tabela 28.3. În mod analog se determină entalpiile gazelor ( $di = C_p dT$ ,  $C_p$  fiind căldura specifică la presiune constantă)

$$i_{\leq 1273} = (\bar{C}_p^* + 8,314) (T - 273), \text{ (a)} \quad (28.8)$$

$$i_{> 1273} = i_{1273} + (\bar{C}_p^{**} + 8,314) (T - 1273), \text{ (b)}$$

în relațiile (28.7) și (28.8),  $u_{1273}$  și  $i_{1273}$  reprezintă energia internă și entalpia specifică la  $T = 1273$ .

În cilindru evoluează un amestec de gaze. Căldura specifică a fluidului proaspăt este definită de relațiile (3) sau (4), (5), cu termenii explicitați. Dacă se identifică (6) — forma generală a lui  $C_{vp}^*$  — cu (5) rezultă că coeficienții  $a_{fp}^*$  și  $b_{fp}^* \dots$  alcătuiesc o matrice  $\mathcal{M}_{fp}^*$  cu o coloană care se obține înmulțind primele două



Matricea  $\mathcal{M}^*$ 

$a_{aer}^*$	$a_{comb}^*$	$a_{CO_2}^*$	$a_{CO}^*$	$a_{H_2O}^*$	$a_{N_2}^*$	$a_{O_2}^*$
$b_{aer}^*$	$b_{comb}^*$	$b_{CO_2}^*$	$b_{CO}^*$	$b_{H_2O}^*$	$b_{N_2}^*$	$b_{O_2}^*$
$c_{aer}^*$	$c_{comb}^*$	$c_{CO_2}^*$	$c_{CO}^*$	$c_{H_2O}^*$	$c_{N_2}^*$	$c_{O_2}^*$
$d_{aer}^*$	$d_{comb}^*$	$d_{CO_2}^*$	$d_{CO}^*$	$d_{H_2O}^*$	$d_{N_2}^*$	$d_{O_2}^*$
$e_{aer}^*$	$e_{comb}^*$	$e_{CO_2}^*$	$e_{CO}^*$	$e_{H_2O}^*$	$e_{N_2}^*$	$e_{O_2}^*$
$M_{aer}$	$M_{comb}$	$M_{CO_2}$	$M_{CO}$	$M_{H_2O}$	$M_{N_2}$	$M_{O_2}$

a

Matricea  $\mathcal{M}^{**}$ 

$a_{aer}^{**}$	$a_{comb}^{**}$	$a_{CO_2}^{**}$	$a_{CO}^{**}$	$a_{H_2O}^{**}$	$a_{N_2}^{**}$	$a_{O_2}^{**}$
$b_{aer}^{**}$	$b_{comb}^{**}$	$b_{CO_2}^{**}$	$b_{CO}^{**}$	$b_{H_2O}^{**}$	$b_{N_2}^{**}$	$b_{O_2}^{**}$
$c_{aer}^{**}$	$c_{comb}^{**}$	$c_{CO_2}^{**}$	$c_{CO}^{**}$	$c_{H_2O}^{**}$	$c_{N_2}^{**}$	$c_{O_2}^{**}$
$d_{aer}^{**}$	$d_{comb}^{**}$	$d_{CO_2}^{**}$	$d_{CO}^{**}$	$d_{H_2O}^{**}$	$d_{N_2}^{**}$	$d_{O_2}^{**}$
$e_{aer}^{**}$	$e_{comb}^{**}$	$e_{CO_2}^{**}$	$e_{CO}^{**}$	$e_{H_2O}^{**}$	$e_{N_2}^{**}$	$e_{O_2}^{**}$
$M_{aer}$	$M_{comb}$	$M_{CO_2}$	$M_{CO}$	$M_{H_2O}$	$M_{N_2}$	$M_{O_2}$

b

Matricea  $\mathcal{M}_{num}^{**}$ 

Aer	Comb	CO <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
20,774	181,46	27,84	20,82	26,69	20,82	20,90
$2,783 \cdot 10^{-3}$	$424,36 \cdot 10^{-3}$	$43,02 \cdot 10^{-3}$	$0,46 \cdot 10^{-3}$	$3,69 \cdot 10^{-3}$	$-0,523 \cdot 10^{-3}$	$11,13 \cdot 10^{-3}$
$6,386 \cdot 10^{-6}$	$-146,47 \cdot 10^{-6}$	$-31,64 \cdot 10^{-6}$	$13,64 \cdot 10^{-6}$	$5,61 \cdot 10^{-6}$	$13,66 \cdot 10^{-6}$	$-5,85 \cdot 10^{-6}$
$-3,816 \cdot 10^{-9}$	0,00	$10,94 \cdot 10^{-9}$	$-8,70 \cdot 10^{-9}$	0,00	$-8,16 \cdot 10^{-9}$	$1,65 \cdot 10^{-9}$
0,0	0,00	$-1,38 \cdot 10^{-12}$	0,00	0,00	0,00	$-0,17 \cdot 10^{-12}$
28,964	114	44	28	18	28	32

Prima linie servește numai pentru identificarea coeficienților din matricele  $\mathcal{M}^*$ ,  $\mathcal{M}_{num}^{**}$ . Coeficienții determină căldura specifică în kJ/kmol K ( $\cdot 4,185$  kcal/kmol °K).

c

Matricea  $\mathcal{M}_{num}^{**}$ 

Aer	Comb	CO <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
20,52	0,0	27,85	18,39	33,98	18,56	20,90
$11,45 \cdot 10^{-3}$	0,0	$43,02 \cdot 10^{-3}$	$13,02 \cdot 10^{-3}$	$4,69 \cdot 10^{-3}$	$11,00 \cdot 10^{-3}$	$11,13 \cdot 10^{-3}$
$-5,16 \cdot 10^{-6}$	0,0	$-31,64 \cdot 10^{-6}$	$-6,36 \cdot 10^{-6}$	0,0	$-4,48 \cdot 10^{-6}$	$-5,85 \cdot 10^{-6}$
$0,91 \cdot 10^{-9}$	0,0	$10,94 \cdot 10^{-9}$	$1,17 \cdot 10^{-9}$	0,0	$0,68 \cdot 10^{-9}$	$1,65 \cdot 10^{-9}$
0,00	0,0	$-1,38 \cdot 10^{-12}$	0,0	0,0	0,0	$-0,17 \cdot 10^{-12}$
28,964	114	44	28	18	28	32

Prima linie servește numai pentru identificarea coeficienților din matricele  $\mathcal{M}^{**}$ ,  $\mathcal{M}_{num}^{**}$ . Coeficienții determină căldura specifică în kJ/kmol K ( $\cdot 4,185$  kcal/kmol °K).

d

Fig. 28.2. Matrice cu coeficienții căldurilor specifice.

Tabela 28.3

Căldurile specifice ale amestecurilor de gaze

Felul căldurii specifice	Relația
Căldura specifică barată simplu stelată <sup>1</sup>	$\bar{C}_v^* = a^* + (b^*/2)t + (c^*/3)t^2 + (d^*/4)t^3 + (e^*/5)t^4$ (1)
Căldura specifică barată dublu stelată <sup>1</sup>	$\bar{C}_v^{**} = a^{**} + (b^{**}/2)(t + 10^3) + (c^{**}/3)(t^2 + 10^3t + 10^6) + (d^{**}/4)(t^3 + 10^3t^2 + 10^6t + 10^9) + (e^{**}/5)(t^4 + 10^3t^3 + 10^6t^2 + 10^9t + 10^{12})$ (2)
Căldura specifică a fluidului proaspăt <sup>2</sup>	$C_{vfp}^* = (v_{aer}/v)C_{vaer}^* + (v_c/v)C_{vc}^*$ (3) $C_{vfp}^* = P_{aer}(a_{aer}^* + b_{aer}^*t + c_{aer}^*t^2 + \dots) + P_{cb}(a_{cb}^* + b_{cb}^*t + c_{cb}^*t^2 + \dots)$ (4) $C_{vfp}^* = (P_{aer}a_{aer}^* + P_{cb}a_{cb}^*) + (P_{aer}b_{aer}^* + P_{cb}b_{cb}^*)t + (P_{aer}c_{aer}^* + P_{cb}c_{cb}^*)t^2 + \dots$ (5) $C_{vfp}^* = a_{fp}^* + b_{fp}^*t + c_{fp}^*t^2 + \dots$ (6)
Căldura specifică a gazelor de ardere	$C_{vga}^* = (v_{CO_2}/v_f)C_{vCO_2}^* + (v_{H_2O}/v_f)C_{vH_2O}^* + (v_{N_2}/v_f)C_{vN_2}^*$ (7) $C_{vga}^* = P_{CO_2}(a_{CO_2}^* + b_{CO_2}^*t + c_{CO_2}^*t^2 + \dots) + P_{H_2O}(a_{H_2O}^* + b_{H_2O}^*t + c_{H_2O}^*t^2 + \dots) + \dots$ (8) $C_{vga}^* = a_{ga}^* + b_{ga}^*t + c_{ga}^*t^2 + \dots$ (9)
Căldura specifică a amestecului de fluid proaspăt și gaze de ardere	$[C_{vam}^* = (v_{fp}/v_{am})C_{vfp}^* + (v_{ga}/v_{am})C_{vga}^*]$ (10) $C_{vam}^* = P_{fp}(a_{fp}^* + b_{fp}^*t + c_{fp}^*t^2 + \dots) + P_{ga}(a_{ga}^* + b_{ga}^*t + c_{ga}^*t^2 + \dots)$ (11) $C_{vam}^* = (P_{fp}a_{fp}^* + P_{ga}a_{ga}^*) + (P_{fp}b_{fp}^* + P_{ga}b_{ga}^*)t + (P_{fp}c_{fp}^* + P_{ga}c_{ga}^*)t^2 + \dots$ (12) $C_{vam}^* = A^*(1) + A^*(2) \cdot t + A^*(3)t^2 + \dots$ (13) $A^*(i) = P_{fp} \cdot \mathcal{M}_{fp}^{**} + P_{ga} \cdot \mathcal{M}_{ga}^{**}$ (14) $\bar{C}_{vam}^* = A^*(1) + A^*(2) \cdot t/2 + A^*(3) \cdot t^2/3 + \dots$ (15)

<sup>1</sup>  $t = T - 273$ ; <sup>2</sup> Analog pentru căldurile specifice dublu stelate.



coloane ale matricei  $\mathcal{M}^*$  cu participațiile respective (fig. 28.3). Căldura specifică stelată a gazelor de ardere este dată de relația (7), sau (8), (9). Dacă se consideră coloanele 3, 4, 5, 6, 7 din matricile  $\mathcal{M}^*$  și  $\mathcal{M}^{**}$  drept matrice-coloană și se efectuează operațiile indicate în figura 28.4 se obține matricea  $\mathcal{M}_{ga}^*$  (sau echivalentul ei  $\mathcal{M}_{ga}^{**}$ ). În procesul de admisiune în cilindru se formează un amestec de gaze proaspete și gaze de ardere, de compoziție momentană,  $v_{am} = v_{fp} + v_{ga}$ . Căldura specifică a amestecului de gaze (rel. 10, tab. 28.3), explicitată sub formele (11), (12) și concentrată în relația (13) se obține tot sub forma unei matrice-coloană, care se definește prescurtat de relația (14), iar

$$\begin{array}{c} \begin{array}{c} a_{aer}^* \\ b_{aer}^* \\ c_{aer}^* \\ d_{aer}^* \\ e_{aer}^* \end{array} \\ P_{aer} \cdot \end{array} + P_{comb} \cdot \begin{array}{c} a_{comb}^* \\ b_{comb}^* \\ c_{comb}^* \\ d_{comb}^* \\ e_{comb}^* \end{array} = \begin{array}{c} P_{aer} a_{aer}^* + P_{comb} a_{comb}^* \\ P_{aer} b_{aer}^* + P_{comb} b_{comb}^* \\ P_{aer} c_{aer}^* + P_{comb} c_{comb}^* \\ P_{aer} d_{aer}^* + P_{comb} d_{comb}^* \\ P_{aer} e_{aer}^* + P_{comb} e_{comb}^* \end{array} \cdot \begin{array}{c} 1 \\ (T - 273) \\ (T - 273)^2 \\ (T - 273)^3 \\ (T - 273)^4 \end{array}$$

Matricea  $\mathcal{M}_{gp}^*$

Fig. 28.3. Determinarea matricei pentru calculul căldurii specifice a fluidului proaspăt

$$\begin{array}{c} \begin{array}{c} a_{CO_2}^* \\ b_{CO_2}^* \\ c_{CO_2}^* \\ d_{CO_2}^* \\ e_{CO_2}^* \end{array} \\ P_{CO_2} \cdot \end{array} + P_{CO} \cdot \begin{array}{c} a_{CO}^* \\ b_{CO}^* \\ c_{CO}^* \\ d_{CO}^* \\ e_{CO}^* \end{array} + P_{H_2O} \cdot \begin{array}{c} a_{H_2O}^* \\ b_{H_2O}^* \\ c_{H_2O}^* \\ d_{H_2O}^* \\ e_{H_2O}^* \end{array} + \dots =$$

Matricea  $\mathcal{M}_{ga}^*$

$$= \begin{array}{c} P_{CO_2} a_{CO_2}^* + P_{CO} a_{CO}^* + P_{H_2O} a_{H_2O}^* + P_{N_2} a_{N_2}^* + P_{O_2} a_{O_2}^* \\ P_{CO_2} b_{CO_2}^* + P_{CO} b_{CO}^* + P_{H_2O} b_{H_2O}^* + P_{N_2} b_{N_2}^* + P_{O_2} b_{O_2}^* \\ P_{CO_2} c_{CO_2}^* + P_{CO} c_{CO}^* + P_{H_2O} c_{H_2O}^* + P_{N_2} c_{N_2}^* + P_{O_2} c_{O_2}^* \\ P_{CO_2} d_{CO_2}^* + P_{CO} d_{CO}^* + P_{H_2O} d_{H_2O}^* + P_{N_2} d_{N_2}^* + P_{O_2} d_{O_2}^* \\ P_{CO_2} e_{CO_2}^* + P_{CO} e_{CO}^* + P_{H_2O} e_{H_2O}^* + P_{N_2} e_{N_2}^* + P_{O_2} e_{O_2}^* \end{array}$$

Fig. 28.4. Determinarea matricei pentru calculul căldurii specifice a gazelor de ardere.

căldura specifică barată, de relația (15). Calculul căldurilor specifice sub forma matricială reprezintă o adaptare comodă și originală a problemei la posibilitățile calculatoarelor numerice.

### 28.3. ECUAȚIILE DE CURGERE PRIN ORIFICIILE CONTROLATE DE SUPAPE

Principal problema schimbului de gaze se formulează în felul următor. Printr-un orificiu de secțiune variabilă curge un amestec de gaze din galeria practică în chiulasă spre cilindru, sau, în sens invers. Debitul de gaze prin orificiu depinde de particularitățile geometrice ale orificiului (formă, dimensiuni, legea de variație a secțiunii în timp) precum și de starea gazelor din amonte și avalul orificiului, determinată de câte un grup de ecuații, care constituie condițiile locale la limită. Astfel, procesul se exprimă analitic prin *ecuațiile de curgere și condițiile la limită în poarta supapei și în cilindru*, care alcătuiesc la un loc un sistem de ecuații diferențiale cu coeficienți variabili. Curgerea este nepermanentă iar ecuațiile nu au soluții analitice; soluțiile căutate se obțin prin metodele analizei numerice.

Gazele curg în *sens direct* sau *normal* sau în *sens invers*. Prin sens direct se înțelege curgerea gazelor din cilindru (*c*) în galeria de evacuare (*ge*) în procesul de evacuare, precum și curgerea gazelor din galeria de admisiune (*ga*) în cilindru (*c*) în procesul de admisiune; curgerea în sens invers este opusă celei în sens direct (curgerea gazelor din galerie în cilindru, în procesul de evacuare și curgerea gazelor proaspete din cilindru în galerie, în procesul de admisiune). Ca urmare se disting patru viteze caracteristice:  $W_{cge}$  — viteza de curgere din cilindru în galeria de evacuare;  $W_{gcc}$  — viteza de curgere din galeria de evacuare în cilindru;  $W_{gac}$  — viteza de curgere a gazelor din galeria de admisiune în cilindru;  $W_{cga}$  — viteza de curgere a gazelor din cilindru în galeria de admisiune. Succesiunea indicilor definește și sensul de curgere.

În forma generală, ecuația diferențială a debitului de gaze care trece prin orificiul controlat de supapă este definită de relația (1) din tabela 28.4. Pentru cantități molare se ține seama de relațiile din Anexa 2.2 ( $vR = mR_j$ ;  $R = M_j R$ , deci  $vM_j = m$  sau  $dm = M_j dv$ ) și se obține relația (2). Mărimile  $W$  (viteza de curgere),  $v$  (volumul specific),  $A$  (aria secțiunii oferită de supapă),  $\mu$  (coeficientul de debit) sînt variabile cu  $\alpha$  și se precizează fiecare în parte.

Gazele curg prin orificiul controlat de supapă datorită diferenței dintre presiunile care se stabilesc în secțiunile I—I și III—III (fig. 28.5). Presiunea din secțiunea I—I, denumită presiunea din poarta supapei  $p_{ps}$  ( $p_{psa}$  — presiunea din poarta SA;  $p_{psc}$  — presiunea din poarta SE) poate fi mai mică sau mai mare decât presiunea din cilindru  $p_{cil}$  și anume: 1) curgere în sens direct,  $p_{psa} - p_{cil} > 0$  sau  $p_{cil} - p_{psc} > 0$ ; 2) curgere în sens invers,  $p_{cil} - p_{psa} > 0$  sau  $p_{psc} - p_{cil} > 0$ ; 3) curgere nulă,  $p_{psa} - p_{cil} = 0$ ;  $p_{cil} - p_{psc} = 0$ . Ecuația diferențială a conservării energiei curentului de gaz, la curgerea adiabată, fără frecare este

$$d(W^2/2) = -v dp. \quad (28.9)$$

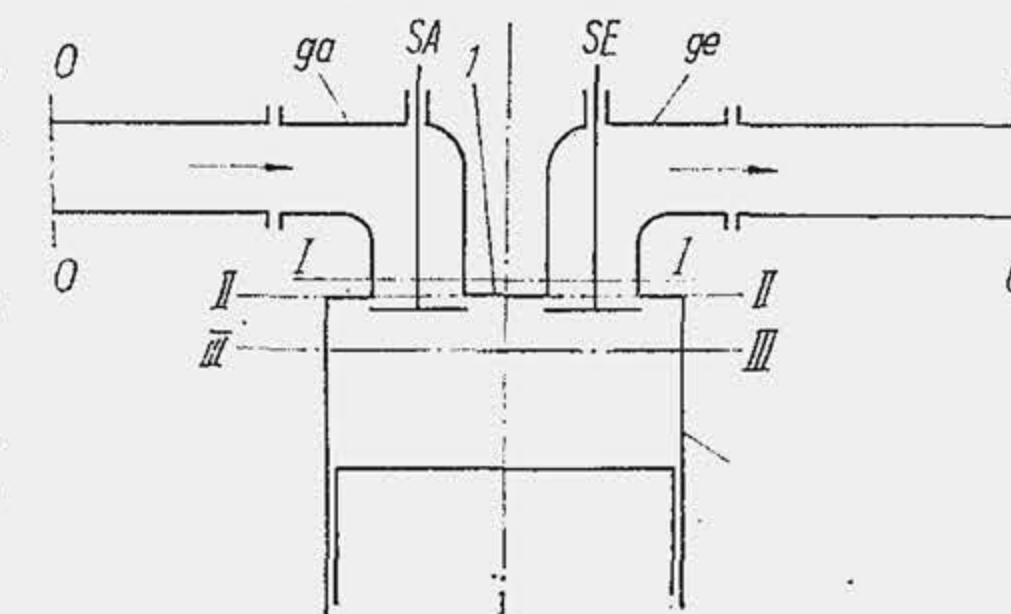


Fig. 28.5. Schemă pentru determinarea condițiilor locale la limită.



Tabela 28.4

## Ecuațiile de curgere

Natura relației	Relația
Masa elementară de substanță	$dm = \mu(A w/v)d\tau$ (1)
Cantitatea molară elementară	$dv = \mu \cdot \frac{A W}{M v} \cdot \frac{d\alpha}{6n}$ (2)
Viteza de curgere	$W = 129 \sqrt{\left(\frac{W_0}{129}\right)^2 + \frac{k}{k-1} \frac{T_0}{M} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{1-1/k}\right]}$ (3)
	$W_{cr} = 129 \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \left(\frac{W_0}{129}\right)^2 + \frac{k}{k+1} \frac{T_0}{M}}$ (4)
Condițiile regimului critic	$p_{cr} = p_0 B^{k/(k-1)}$ (a); $v_{cr} = v_0 B^{1/(1-k)}$ (b); $T_{cr} = T_0 B$ (c); $B = 2/(k+1)$ (d). (5)
Presiunea critică — în admisiune	$p_{cr} = p_{psa} B^{ka/(ka-1)}$ (6)
— în evacuare	$p_{cr} = p_{cil} B^{ke/(ke-1)}$ (6')
Viteza de curgere în procesul de evacuare — regim subcritic	$W_{cge} = 129 \sqrt{\frac{k_e}{k_e-1} \cdot \frac{T_{cil}}{M_{cil}} \left[1 - \left(\frac{p_{pse}}{p_{cil}}\right)^{1-1/k_e}\right]}$ (7)
	$W_{gec} = 129 \sqrt{\frac{k_e}{k_e-1} \cdot \frac{T_{pse}}{M_{ge}} \left[1 - \left(\frac{p_{cil}}{p_{pse}}\right)^{1-1/k_e}\right]}$ (8)
— regim critic	$W_{cge} = 129 \sqrt{\frac{k_e}{k_e+1} \frac{T_{cil}}{M_{cil}}}$ (9)
Viteza de curgere în procesul de admisiune — regim subcritic	$W_{gac} = 129 \sqrt{\left(\frac{W_{ga}}{129}\right)^2 + \frac{k_a}{k_a-1} \cdot \frac{T_{psa}}{M_{ga}} \left[1 - \left(\frac{p_{cil}}{p_{psa}}\right)^{1-1/k_a}\right]}$ (10)
	$W_{cga} = 129 \sqrt{\frac{k_a}{k_a-1} \frac{T_{cil}}{M_{cil}} \left[1 - \left(\frac{p_{psa}}{p_{cil}}\right)^{1-1/k_a}\right]}$ (11)

Tabela 28.4 (continuare)

Natura relației	Relația
— regim critic	$W_{gac} = 129 \sqrt{\frac{k_a-1}{k_a+1} \left(\frac{W_{ga}}{129}\right)^2 + \frac{k_a}{k_a+1} \frac{T_{psa}}{M_{ga}}}$ (12)
Variația momentană de substanță schimbată în evacuare — regim subcritic	$\frac{dv_{cge}}{d\alpha} = C \mu_{se} A_e W_{cge} \frac{p_{cil}}{n T_{cil}} \left(\frac{p_{pse}}{p_{cil}}\right)^{1/k_e}$ (13)
	$\frac{dv_{gec}}{d\alpha} = C \mu_{se} A_e W_{gec} \frac{p_{pse}}{n T_{pse}} \left(\frac{p_{cil}}{p_{pse}}\right)^{1/k_e}$ (14)
— regim critic	$\frac{dv_{cge}}{d\alpha} = C \mu_{se} A_e W_{cge} \frac{p_{cil}}{n T_{cil}} \left(\frac{2}{k_e+1}\right)^{1/(k_e-1)}$ (15)
Variația momentană de substanță schimbată în admisiune — regim subcritic	$\frac{dv_{gac}}{d\alpha} = C \mu_{sa} A_a W_{gac} \frac{p_{psa}}{n T_{psa}} \left(\frac{p_{cil}}{p_{psa}}\right)^{1/k_a}$ (16)
	$\frac{dv_{cga}}{d\alpha} = C \mu_{sa} A_a W_{cga} \frac{p_{cil}}{n T_{cil}} \left(\frac{p_{psa}}{p_{cil}}\right)^{1/k_a}$ (17)
— regim critic	$\frac{dv_{gac}}{d\alpha} = C \mu_{sa} A_a W_{gac} \frac{p_{psa}}{n T_{psa}} \left(\frac{2}{k_a+1}\right)^{1/(k_a-1)}$ (18)
Variația momentană a cantității de fluid proaspăt	$\frac{dv_{fpa}}{d\alpha} = \frac{dv_{cil}}{d\alpha} - \frac{dv_{gac}}{d\alpha}$ (19)
Variația momentană a cantității gazelor de ardere	$\frac{dv_{gaa}}{d\alpha} = -\left(\frac{dv_{cga}}{d\alpha} + \frac{dv_{cge}}{d\alpha}\right) \cdot \left(\frac{v_{gac}}{v_{cil}}\right)_{\alpha-\Delta\alpha} +$ $+ \frac{dv_{gac}}{d\alpha} \left(\frac{v_{gaa}}{v_{cilga}}\right)_{\alpha-\Delta\alpha} + \frac{dv_{gec}}{d\alpha} \left(\frac{v_{gaa}}{v_{cilge}}\right)_{\alpha-\Delta\alpha}$ (20)

\*) Unități de măsură:  $A$ , în  $m^2$ ;  $W$ , în  $m/s$ ;  $p$ , în  $daN/cm^2$ ;  $n$ , în  $rot/min$ ;  $T$ , în  $^{\circ}K$ ;  $v$  în  $kmol$ ;  $M$ , în  $kg/kmol$ ;  $v$ , în  $m^3/kg$ ;  $C = 2,0$ .



Ținând seama de legea transformării adiabate  $pv^k = ct$ , după transformări se obține relația (3) din tabela 28.9 și relația (4) pentru viteza critică de curgere, unde  $W_0$  este viteza inițială cu semnificație numai la curgerea gazelor din conducta de admisiune în cilindru. Mărimile de stare în regim critic sînt definite de relațiile (5) și depind numai de mărimile de stare din amonte orificiului. Regimul critic de curgere se determină pe baza relației (5, a), care ia forma concretă (b), și se verifică de fiecare dată cînd se aplică relația (2) pentru a decide dacă se introduce  $W$  din relația (3) sau din (4). Exponentul adiabatic se diferențiază, deoarece, în admisiune ( $k_a$ ) curg gaze proaspete, de temperatură apropiată de aceea a mediului ambiant, iar în evacuare ( $k_e$ ) curg gaze de ardere de temperatură mult mai mare.

Se verifică dacă regimul de curgere este critic prin compararea presiunii din secțiunea de ieșire a orificiului controlat de supapă (presiunea  $p_{II}$ ) cu presiunea din avalul orificiului (v. fig. 28.6). Astfel, se calculează  $p_{cr}$  cu relația (6), în funcție de presiunea din amonte, apoi se compară cu presiunea din aval. În admisiune, dacă  $p_{III}(p_{cil}) \leq p_{cr}$ , curgerea este critică, iar  $p_{II} = p_{cr}$ ; dacă  $p_{III} > p_{cr}$ , curgerea este subcritică iar  $p_{II} = p_{III}$ . În evacuare, dacă  $p_I(p_{pse}) \leq p_{cr}$ , curgerea este critică, iar  $p_{II} = p_{cr}$ ; dacă  $p_I > p_{cr}$ , curgerea este subcritică, iar  $p_{II} = p_I$ . Mărimile de stare  $p_{psa}$ ,  $p_{pse}$  și  $p_{cil}$ , care definesc regimul critic se determină din condițiile locale la limită, care se tratează distinct, depinzînd de starea gazului din cilindru, sau de regimul de curgere prin conducte. În final, se obțin șase relații pentru calculul vitezelor de curgere, relațiile (7)... (12) din tabela 28.4 (nu s-a observat niciodată curgerea în regim critic în sens invers). Temperaturile  $T_{psa}$ ,  $T_{pse}$  și  $T_{cil}$  se determină din condițiile locale la limită și se tratează ca și presiunile la limită. Masele moleculare ale gazelor sînt distincte în cilindru (variază cu  $\alpha$ ) și în galerii, ceea ce se evidențiază prin indicii atribuiți lui  $M$ .

Valoarea momentană a coeficientului de debit se determină din relația (2.62), iar aria secțiunii momentane oferită de supapă din relațiile (16.1) și (16.4). Fiind definite mărimile  $\mu$ ,  $A$  și  $W$ , ecuația diferențială (2) din tabela 28.4 se particularizează în raport cu modurile diferite de curgere a gazelor, în sens direct sau în sens invers, în regim subcritic sau critic, după ce se împarte prin  $da$  pentru a deveni accesibilă metodelor numerice de integrare. Ca urmare, în secțiunea de ieșire  $II-II$  (v. fig. 28.6) oferită de supapă se obțin relațiile (13)...(20), tabela 28.4. Pentru exemplificare se stabilesc numai relațiile (13) și (15) care definesc curgerea în procesul de evacuare în sens direct (indicii  $cge$ ), 1) în regim subcritic și 2) în regim critic. În primul caz, ecuația adiabatei în secțiunile  $II-II$  și  $III-III$  (v. fig. 28.6, b) dă (ținînd seama că există condiția  $p_{II} = p_I = p_{pse}$ ):  $p_{cil}v_{cil}^{k_e} = p_{pse}v_{II}^{k_e}$ ; rezultă  $v_{II} = v_{cil}(p_{cil}/p_{pse})^{1/k_e}$ ; substituind pe  $v_{cil}$  din relația (28.1), rezultă  $v_{pse} = (8314 \cdot 10^{-5} T_{cil}/M p_{cil})(p_{cil}/p_{pse})^{1/k_e}$  care se introduce în ecuația diferențială (2) și se obține în final relația (13). În al doilea caz, din relațiile (5, b și d) rezultă  $v_{II} = v_{cil}(2/(k_e+1))^{1/(k_e-1)}$ ; efectuînd în continuare operațiile din primul caz se obține relația (15).

#### 28.4. CONDIȚII LA LIMITĂ ÎN POARTA SUPAPEI

Viteza de curgere în poarta supapei, adică în secțiunea  $I-I$  din galerie ( $W_{ga}$  — viteza în galeria de admisiune;  $W_{ge}$  — viteza în galeria de evacuare), este o mărime variabilă. În lucrarea [2] se propune o metodă originală de calcul

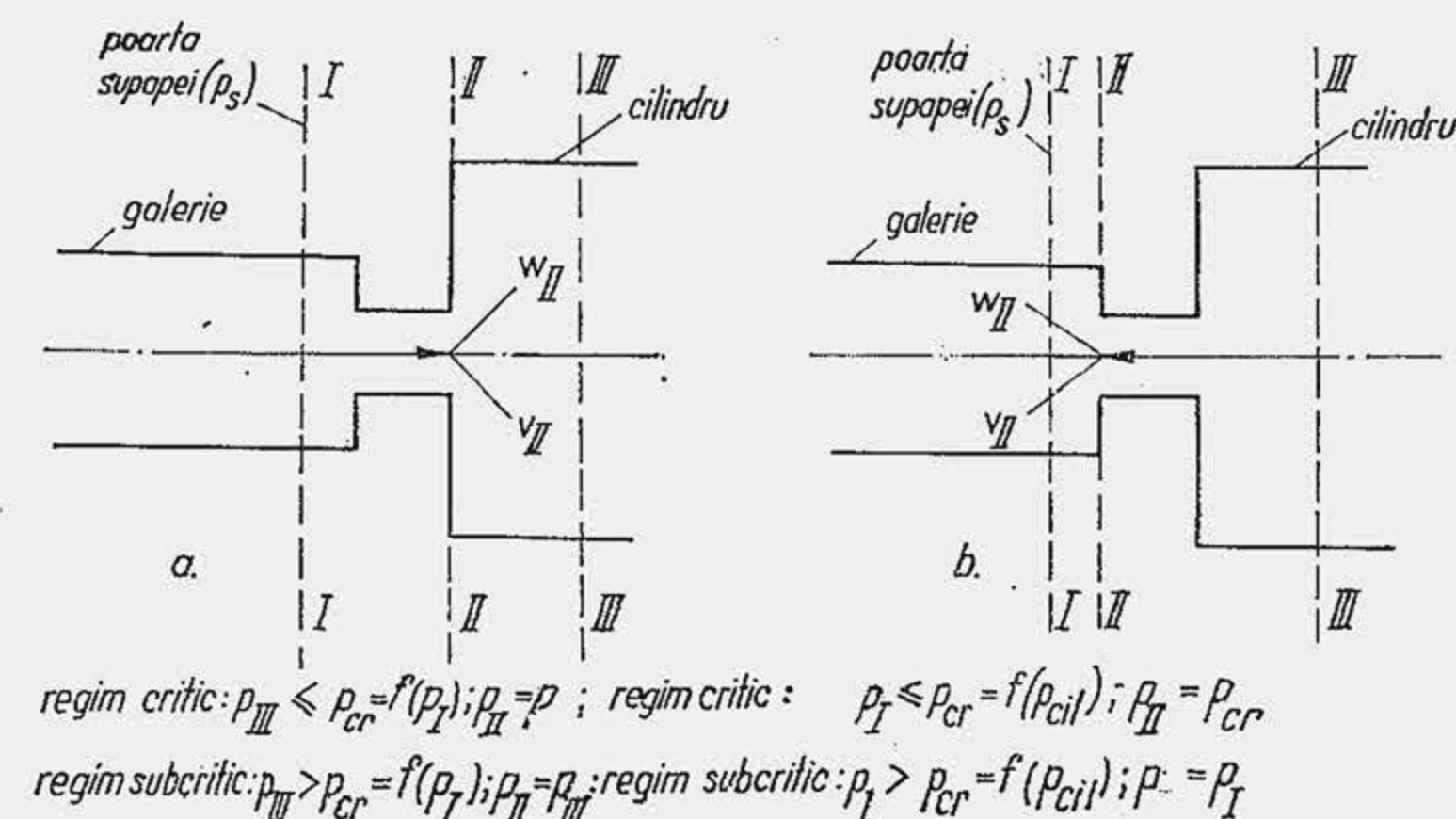


Fig. 28.6. Precizarea regimului critic și subcritic de curgere.

care pleacă de la ecuația de continuitate scrisă între secțiunile  $I-I$  și  $II-II$  (fig. 28.6), prima fiind de arie constantă, cealaltă fiind chiar secțiunea oferită de supapă, deci de arie variabilă. Metoda are un grad ridicat de dificultate deoarece condițiile de stare din secțiunea  $I-I$  devin dependente de acelea din secțiunea  $II-II$  care sînt necunoscute. Ea se întemeiază pe faptul că sistemul general de ecuații diferențiale care definește schimbul de gaze se rezolvă prin metodele analizei numerice, astfel că la fiecare pas de integrare se cunosc valorile de la pasul anterior și se definitivează soluția prin iterații succesive.

Din ecuația de continuitate (1) din tabela 28.5, rezultă viteza de curgere prin galeria de admisiune,  $d_{ga}$  fiind diametrul galeriei de admisiune în vecinătatea supapei. Raportul volumelor specifice  $v_I/v_{II}$  rezultă în funcție de regimul de curgere. Dacă este îndeplinită condiția  $p_{cil} > p_{cr}$ , regimul de curgere este subcritic iar în secțiunea  $II-II$  se stabilește presiunea  $p_{II} = p_{cil}$  (curgerea în sens direct, v. fig. 28.6, a). Gazele proaspete se destind adiabatic de la presiunea  $p_{ga}$  din secțiunea  $I-I$  la presiunea  $p_{cil}$ , potrivit legii  $pv^k = ct$  și se obține relația (3) sau (4). Presiunea gazelor în secțiunea  $I-I$  se obține în ipoteza curgerii cu frecare a unui fluid incompresibil, prin conducta de admisiune, relația (5). În acest caz se apelează la relația (2.41) în care se substituie  $\rho_{0fp}$ , știind că  $\rho_{0fp} = 1/v_{0fp}$ ; se aplică relația (28.1) și se obține:  $\rho_{0fp} [\text{kg/m}^3] = (10^5/8314) M_{fp} p_0/T_0$ . În final se ajunge la relația (5), în care presiunea este în daN/cm<sup>2</sup>. În baza ipotezei incompresibilității,  $p_{ga} = p_{psa}$ . Relația (5) permite studiul schimbului de gaze la MAS în regim de sarcină parțială, închiderea obturatorului fiind echivalentă cu creșterea coeficientului  $\zeta_{ga}$ . Se substituie (3) și (4) în (2) și se adaugă relațiile (10) și (12) din tabela 28.4. Se obține sistemul transcendent de ecuații (5), (6) și (7) sau (5), (6\*) și (7\*), care cuprinde trei necunoscute  $p_{ga}$ ,  $W_{ga}$  și  $W_{gac}$ . Temperatura  $T_{ga}$  din secțiunea  $I-I$  reprezintă o mărime independentă, care poate fi  $T_{ga} \neq T_0$  sau  $T_{ga} = T_0$ , cînd se ține seama de schimbul de căldură, iar la MAS de vaporizarea combustibilului. Sistemul de ecuații (5)...(7) nu este rezolvabil în raport cu cele trei necunoscute deoarece, el este dependent de starea gazelor din cilindru, implicit prin  $T_{cil}$  ( $T_{cil}$  este o variabilă implicită deoarece determină exponentul adiabatic  $k_a$  care se calculează pentru temperatura medie  $(T_{ga} + T_{cil})/2$ ), explicit prin  $p_{cil}$ , ceea ce sub aspect fizic este rațional. În adevăr, excitația produsă de cilindru prin deplasarea pistonului se transmite prin orificiu în conductă și determină parțial starea gazului din conductă.



Tabela 28.5

## Condițiile la limită în poarta supapei

Natura relației	Relația*)
Ecuatia de continuitate în galeria de admisiune	$\frac{W_{ga} \cdot \pi d_{ga}^2}{4v_I} = \mu_{sa} \frac{W_{gac} A_a}{v_{II}} \quad (1)$
Viteza de curgere	$W_{ga} = C \mu_{sa} \frac{A_a}{d_{ga}^2} \cdot \frac{v_I}{v_{II}} W_{gac} \quad (2)$
Ecuatia de destindere în: — regim subcritic — regim critic	$(v_I/v_{II}) = (p_{cil}/p_{ga})^{1/k_a} \quad (3)$ $(v_I/v_{II}) = (2/(k_a + 1))^{1/(k_a - 1)} \quad (4)$
Ecuatia lui Bernoulli	$p_{ga} = p_0 - 0,6 \cdot 10^{-4} (1 + \zeta_{ga}) \frac{p_0 M_{ga}}{T_0} W_{ga}^2 \quad (5)$
Viteza de curgere în galerie — regim subcritic — regim critic	$W_{ga} = C \mu_{sa} \frac{A_a}{d_{ga}^2} \left( \frac{p_{cil}}{p_{ga}} \right)^{1/k_a} W_{gac} \quad (6)$ $W_{ga} = C \mu_{sa} \frac{A_a}{d_{ga}^2} \left( \frac{2}{k_a + 1} \right)^{1/(k_a - 1)} W_{gac} \quad (6^*)$
Viteza de curgere în secțiunea oferită — regim subcritic — regim critic	$W_{gac} = 129 \sqrt{\left( \frac{W_{ga}}{129} \right)^2 + \frac{k_a}{k_a - 1} \frac{T_{ga}}{M_{ga}} \left[ 1 - \left( \frac{p_{cil}}{p_{ga}} \right)^{1-1/k_a} \right]} \quad (7)$ $W_{gac} = 129 \sqrt{\frac{k_a - 1}{k_a + 1} \left( \frac{W_{ga}}{129} \right)^2 + \frac{k_a}{k_a + 1} \frac{T_{ga}}{M_{ga}}} \quad (7^*)$
Ecuatia de continuitate în galeria de evacuare	$\frac{W_{ge} \pi d_{ge}^2}{4v_I} = \mu_{se} \frac{W_{ge} A_e}{v_{II}} \quad (8)$
Ecuatia lui Bernoulli — regim subcritic — regim critic	$p_{ge} = p_0 + 0,6 \cdot 10^{-4} (1 + \zeta_{ge}) \frac{M_{ge}}{T_{cil}} p_{cil}^{1-1/k_e} p_{ge}^{1/k_e} W_{ge}^2 \quad (9)$ $p_{ge} = p_0 + 0,6 \cdot 10^{-4} (1 + \zeta_{ge}) \frac{M_{ge}}{T_{cil}} \cdot \frac{k_e + 1}{2} p_{ge} W_{ge}^2 \quad (9^*)$
Viteza de curgere în galerie — regim subcritic — regim critic	$W_{ge} = C \mu_{se} \frac{A_e}{d_{ge}^2} W_{ge} \quad (10)$ $W_{ge} = C \mu_{se} \frac{A_e}{d_{ge}^2} \frac{p_{cil}}{p_{ge}} \left( \frac{2}{k_e + 1} \right)^{k_e/(k_e - 1)} W_{ge} \quad (10^*)$
Viteza de curgere în secțiunea oferită — regim subcritic — regim critic	$W_{ge} = 129 \sqrt{\frac{k_e}{k_e - 1} \cdot \frac{T_{cil}}{M_{cil}} \left[ 1 - \left( \frac{p_{ge}}{p_{cil}} \right)^{1-1/k_e} \right]} \quad (11)$ $W_{ge} = 129 \sqrt{\frac{k_e}{k_e + 1} \frac{T_{cil}}{M_{cil}}} \quad (11^*)$

\*) Unitățile de măsură precizate în tabela 28.4;  $C = 1,273$ .

Parțial, starea gazului din conductă depinde și de proprietățile termodinamice ale fluidului proaspăt, de geometria traseului de curgere, de rezistențele gazodinamice. Astfel, răspunsul gazelor la excitația produsă de cilindru are un grad limitat de independență. La rîndul ei, și starea gazelor din cilindru este influențată de starea gazelor din conductă. Ca urmare sistemul de ecuații (5)...(7) trebuie rezolvat împreună cu sistemul de ecuații care precizează condițiile din cilindru.

Condițiile de stare în poarta supapei de evacuare se determină pe baza ecuației de continuitate (8), care definește viteza de curgere  $W_{ge}$  prin galeria de evacuare (secțiunea I—I). Raportul volumelor  $v_I/v_{II}$  ca și presiunea în galeria de evacuare ( $p_{ge} = p_{pse}$ ) se stabilesc în condiții similare cu acelea din admisiune. Pentru  $p_{ge}$  se apelează la relația (2.75), în care densitatea va fi  $\rho_{ge} = (10^5/8314) M_{ge} p_{ge}/T_{ge}$ . Temperatura  $T_{ge}$  rezultă prin destinderea adiabată a gazelor din cilindru. În regim subcritic se obține  $T_{ge} = T_{cil} (p_{ge}/p_{cil})^{(k_e-1)/k_e}$ , iar în regim critic,  $T_{ge} = T_{cil} \cdot 2/(k_e + 1)$ . În primul caz se obține relația (9), în al doilea caz, relația (9\*). Se ajunge în final la sistemul de ecuații (9)...(11) sau (9\*)...(11\*).

## 28.5. CONDIȚII LA LIMITĂ ÎN CILINDRU

Starea fluidului motor în cilindru, în perioada schimbului de gaze se determină pe baza a două ecuații diferențiale fundamentale: ecuația diferențială a conservării masei și ecuația diferențială a conservării energiei. La acestea se adaugă ecuația de stare a gazelor din cilindru.

**Ecuația diferențială a conservării masei.** Variația elementară a numărului de kilomoli de fluid proaspăt din cilindru  $v_{cil}$  este precizată de suma cantităților elementare de fluid proaspăt și gaze de ardere care pătrund în sau părăsesc cilindrul, definite de relațiile (13)...(18) din tabela 28.4:

$$dv_{cil} = dv_{gac} + dv_{gec} - dv_{ege} - dv_{ega} \quad (28.10)$$

Ecuația diferențială (28.10) se rezolvă prin metoda diferențelor finite, de aceea se împarte prin unghiul elementar  $d\alpha$  (relația 1, tab. 28.6).

**Ecuația diferențială a conservării energiei.** Se scrie variația elementară a energiei interne  $U_{cil}$  a fluidului motor din cilindru

$$dU_{cil} = i_{gac} dv_{gac} + i_{gec} dv_{gec} - i_{cil} (dv_{ege} + dv_{ega}) - dQ_p - dL, \quad (28.11)$$

unde  $i_{gac}$ ,  $i_{gec}$  sînt entalpiile gazelor care pătrund în cilindru;  $i_{cil}$  — entalpia gazelor din cilindru;  $Q_p$  — căldura schimbată de gaze cu pereții;  $L$  — lucrul mecanic. Potrivit relației (28.2) rezultă  $dU_{cil} = v_{cil} du_{cil} + u_{cil} dv_{cil}$ ; energia internă și variația ei elementară fiind calculate cu relațiile (28.4) și (28.7), scrise simplificat aici sub forma  $du_{cil} = C_{vcl} dT_{cil}$  și  $u_{cil} = \bar{C}_{vcl} (T_{cil} - 273)$ , dar, scrise dezvoltat într-un program de calcul. Ținînd seama de expresia lui  $du_{cil}$ , după împărțirea cu  $d\alpha$ , se izolează variația elementară a temperaturii

$$\frac{dT_{cil}}{d\alpha} = \frac{1}{v_{cil} C_{vcl}} \left( \frac{dU_{cil}}{d\alpha} - u_{cil} \frac{dv_{cil}}{d\alpha} \right). \quad (28.12)$$



Condiții la limită în cilindru

Natura relației	Relația*)
Ecuatia diferențială a bilanțului de masă	$\frac{dv_{cil}}{d\alpha} = \frac{dv_{gac}}{d\alpha} + \frac{dv_{gec}}{d\alpha} - \frac{dv_{cge}}{d\alpha} - \frac{dv_{cga}}{d\alpha} \quad (1)$
Ecuatia diferențială a temperaturii	$\frac{dT_{cil}}{d\alpha} = \frac{1}{v_{cil} C_{v,cil}} \left[ (i_{gac} - \bar{C}_{v,cil} \cdot t) \frac{dv_{gac}}{d\alpha} + (i_{gec} - \bar{C}_{v,cil} \cdot t) \frac{dv_{gec}}{d\alpha} - (i_{cil} - \bar{C}_{v,cil} \cdot t) \frac{dv_{cge} + dv_{cga}}{d\alpha} - \frac{dQ_p}{d\alpha} - \frac{dL}{d\alpha} \right] \quad (2)$ $t = T_{cil} - 273$
Viteza schimbului de căldură	$\frac{dQ_p}{d\alpha} = C_c A (T_{cil} - \bar{T}_p) \frac{1}{21600 n} \quad (3)$
Viteza de efectuare a lucrului mecanic	$\frac{dL}{d\alpha} = 0,05 \cdot V_S \dot{p}_{cil} \dot{\alpha} \quad (4)$
Ecuatia de stare	$\dot{p}_{cil} = 83,14 \frac{v_{cil} T_{cil}}{V_{cil}} \quad (5)$
	$V_{cil} = 0,5 \cdot V_S \sigma \alpha \quad (6)$

\*) Unități de măsură:  $Q, L$ , în kJ;  $C_v$ , în kJ/kmolK;  $C_c$ , în kJ/m<sup>2</sup>h K;  $A$ , în m<sup>2</sup>;  $V_{cil}$  și  $V_S$ , în dm<sup>3</sup>;  $\dot{p}$  în daN/cm<sup>2</sup>;  $i$ , în kJ/kmol.

Se substituie în relația (28.12)  $dU_{cil}$  din (28.11) și  $dv_{cil}$  din (28.10); rezultă ecuația diferențială (2) din tabela 28.6. Viteza de schimb de căldură cu pereții se calculează cu relația (3) (v. par. 3.3 și 3.4), iar viteza de efectuare a lucrului mecanic cu relația (4), ținând seama că  $dL = \dot{p}dV$  și că  $dV$  este precizat de (10.12) (v. par. 3.5).

Ecuatia de stare corelează o parte din necunoscute, relația (5), iar  $V_{cil}$  (6) rezultă din (10.10).

**Gradul momentan de umplere.** Determinarea condițiilor la limită în cilindru permite calculul gradului momentan de umplere  $\eta_{\alpha}$ . Amestecul din cilindru este alcătuit în fiecare moment din fluid proaspăt ( $v_{fpa}$ ) și gaze de ardere ( $v_{gaz}$ ):

$$v_{cil} = v_{fpa} + v_{gaz} \quad (28.13)$$

Se diferențiază relația (28.13) și se explicitează variația momentană a cantității de fluid proaspăt, relația (19) din tabela 28.4. Pentru calculul variației momentane a cantității de gaze de ardere se observă că din cauza curgerilor inverse, parte din fluidul proaspăt trece în galeria de evacuare în perioada baleiajului, iar gazele de ardere din cilindru trec în galeria de admisiune. Este necesar să se precizeze proporția de gaze de ardere din gazele care curg prin

orificii. Integrând ecuațiile diferențiale prin o metodă a analizei numerice, se cunoaște la fiecare moment  $\alpha$ , compoziția de la momentul anterior  $\alpha - \Delta\alpha$  ( $\Delta\alpha$  — pasul de integrare). Se admite că din cantitatea de gaze care părăsește cilindru ( $v_{cga}, v_{cge}$ ), fracțiunea  $(v_{gac}/v_{cil})_{\alpha-\Delta\alpha}$  reprezintă gaze de ardere, restul fiind evident fluid proaspăt. Definind la fel proporția de gaze de ardere din galerii, rezultă relația (20) din tabela 28.4, iar din (19) se calculează atunci  $v_{fpa}$ . Cantitatea teoretică de fluid proaspăt  $v_{ofp}$  este definită de relația (2.25). Rezultă atunci, gradul momentan de umplere

$$\eta_{\alpha} = \frac{RT_0}{p_0 V_c} v_{fpa} \quad (28.14)$$

care, pentru  $\alpha = \alpha_{ISA}$ , precizează valoarea finală a lui  $\eta_v$ ,

## 28.6. STAREA FLUIDULUI DIN CILINDRU ÎN EVOLUȚIILE FĂRĂ SCHIMB DE GAZE

Din cele două ecuații diferențiale care definesc starea fluidului motor din cilindru, precizate anterior (par. 28.5) una se elimină, deoarece în absența schimbului de gaze,  $dv_{cil} = 0$ . Ecuatia diferențială a bilanțului energetic ia forme particulare în raport cu natura evoluției. Ea se asociază întotdeauna cu ecuația de stare.

**Procesul de comprimare.** În relația (28.11) se anulează variațiile elementare ale numărului de kilomoli și rămâne ecuația

$$dU_{cil} = dQ_p - dL \quad (28.15)$$

care se explicitează, ca și relația (28.11), sub forma (1), din tabela 28.7. Se adaugă ecuația de stare (2).

**Procesul de ardere.** În capitolul 5 arderea a fost schematizată prin evoluții termodinamice. Aici se adoptă o soluție distinctă, prezentată în [3], care se potrivește mai bine cu ecuația diferențială de bilanț energetic. Problema constă în a modela arderea prin caracteristica de degajare a căldurii. În cazul general, se consideră că arderea se dezvoltă în două faze (fig. 28.7): o fază de ardere cu viteze mari (I), de la  $\alpha_d$  la  $\alpha_p$ ; o fază de ardere cu viteze mici (II), de la  $\alpha_p$  la  $\alpha_z$ . Cele două faze se suprapun parțial.

Căldura dezvoltată pe ciclul  $\tilde{Q}$  (v. relația 5.13) se precizează, știind că schimbul de gaze se calculează pentru o cilindree de dimensiuni date (în par. 5.6 calculul arderii este dezvoltat pentru un ciclu în care arde 1 kg de combustibil, deoarece inițial nu se cunosc dimensiunile cilindru-lui), deoarece sînt necesare dimensiunile organelor de distribuție. Cantitatea molară de substanță la arderea unui kilogram de combustibil este  $v_i$  [kmol/kg] (v. rel. 4.53) iar căldura disponibilă

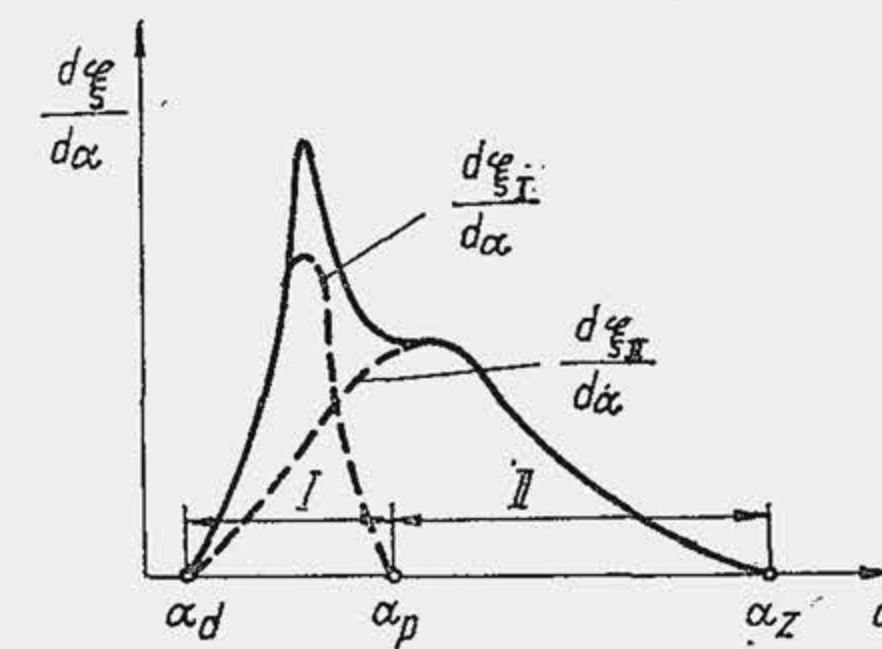


Fig. 28.7. Caracteristica de degajare a căldurii de reacție.



Tabela 28.7

## Ecuațiile diferențiale în evoluțiile fără schimb de gaze

Natura relației	Relația
Ecuația diferențială a temperaturii în comprimare	$\frac{dT_{cil}}{d\alpha} = \frac{1}{v_{cil} C_{vcil}} \left( -\frac{dQ_p}{d\alpha} - \frac{dL}{d\alpha} \right) \quad (1)$
Ecuațiile de stare	$p_{cil} = 83,14 \frac{v_{cil} T_{cil}}{V_{cil}} \quad (2)$
Căldura disponibilă	$\tilde{Q} = Q_{iam} v_{fpd} \quad (3)$
Caracteristica de degajare a căldurii	$\xi = \tilde{Q}_\alpha / \tilde{Q} \text{ (v. rel. 4.72)} \quad (4)$
Viteza relativă de degajare a căldurii	$\dot{\xi} = \frac{d\xi}{d\alpha} = \frac{1}{\tilde{Q}} \cdot \frac{d\tilde{Q}_\alpha}{d\alpha} \text{ (v. rel. 4.73)} \quad (5)$
Caracteristica $\xi$	$\xi = \xi_I + \xi_{II} \quad (6)$
Coeficientul de repartitie a căldurii	$\tilde{Q} = \tilde{Q}_I + \tilde{Q}_{II} \quad (7)$
	$R_c = \tilde{Q}_I / \tilde{Q} = 1 - \tilde{Q}_{II} / \tilde{Q} \quad (8)$
Unghiul relativ	$\chi_p = \frac{\alpha - \alpha_d}{\alpha_p - \alpha_d} \text{ (a)}; \quad \chi = \frac{\alpha - \alpha_d}{\alpha_z - \alpha_d} \text{ (b)} \quad (9)$
Ecuația caracteristicii de degajare a căldurii	$\xi = R_c [1 - \exp(-6,9 \chi_p^{m_p+1})] + (1 - R_c) [1 - \exp(-6,9 \chi^{m_d+1})] \quad (10)$
Ecuația vitezei relative de degajare a căldurii	$\dot{\xi} = 6,9 R_c \frac{m_p + 1}{\alpha_p - \alpha_d} \chi_p^{m_p} \exp(-6,9 \chi_p^{m_p+1}) + 6,9 (1 - R_c) \frac{m_d + 1}{\alpha_z - \alpha_d} \chi^{m_d} \exp(-6,9 \chi^{m_d+1}) \quad (11)$
Viteza absolută de ardere	$\frac{d\tilde{Q}_\alpha}{d\alpha} = \tilde{Q} \dot{\xi} = Q_{iam} v_{fpd} \dot{\xi} \quad (12)$
Ecuația diferențială a temperaturii în ardere	$\frac{dT_{cil}}{d\alpha} = \frac{1}{v_{cil} C_{vcil}} \left[ Q_{iam} v_{fpd} \frac{d\xi}{d\alpha} - \frac{dQ_p}{d\alpha} - \frac{dL}{d\alpha} \right] \quad (13)$

Tabelul 28.7 (continuare)

Natura relației	Relația
Cantitate momentană de gaze de ardere și fluid proaspăt	$v_{ga\alpha} = \xi \cdot \mu_c v_{fpd} \quad (14)$
	$v_{fp\alpha} = (1 - \xi) \cdot v_{fpd} \quad (15)$
Cantitatea momentană de gaze din cilindru	$v_{cil} = v_{fpd}(1 - \xi) + \mu_c v_{fpd} \xi + v_{gad} \quad (16)$
Cantitatea de gaze la limită	1) $\xi = 0: v_{cil,d} = v_{fpd} + v_{gad} \quad (17)$
	2) $\xi = 1: v_{cil,z} = v_{gaz} + v_{gad} \quad (18)$
Variația molară momentană, în procesul de ardere	$\frac{dv_{ga\alpha}}{d\alpha} = \mu_c v_{fpd} \frac{d\xi}{d\alpha} \quad (19)$
	$\frac{dv_{fp\alpha}}{d\alpha} = -\mu_c v_{fpd} \frac{d\xi}{d\alpha} \quad (20)$
	$\frac{dv_{cil}}{d\alpha} = (\mu_c - 1) v_{fpd} \frac{d\xi}{d\alpha} \quad (21)$
Participațiile gazelor	$P_{ga} = \frac{v_{ga\alpha}}{v_{cil}} \text{ (a)}; \quad P_{fp} = \frac{v_{cil} - v_{ga\alpha}}{v_{cil}} \text{ (b)} \quad (22)$
Ecuația diferențială a temperaturii în destindere	$\frac{dT_{cil}}{d\alpha} = \frac{1}{v_{cil} C_{vcil}} \left( -\frac{dQ_p}{d\alpha} - \frac{dL}{d\alpha} \right) \quad (23)$

\*) Unitățile de măsură precizate în tabelele 28.4 și 28.6.

este  $Q$  (pentru  $\lambda \geq 1$ ,  $Q = Q_i$ ; pentru  $\lambda < 1$ ,  $Q = Q_{in}$ ; v. rel. 4.47, 4.48). Puterea calorică a amestecului este  $Q_{iam} = Q/v_i$ . În această formă,  $Q_{iam}$  se calculează independent în o subrutină a programului. Din calculul schimbului de gaze rezultă  $v_{fp}$  [kmoli gaze proaspete/ciclu], care rămâne invariabil pînă la sfîrșitul comprimării (punctul  $d$  pe ciclu). Atunci  $v_{fpd} = v_{fp}$ , iar căldura disponibilă pe ciclu este definită de relația (3). Se notează cu  $\tilde{Q}_\alpha$  căldura degajată prin ardere din punctul  $d$  pînă la un moment oarecare  $\alpha$ . Caracteristica de degajare a căldurii este definită de (4), iar viteza relativă de degajare a căldurii (viteza de ardere) este definită de (5). Se definește după [3] caracteristica de degajare a căldurii, care este suma a două componente (6). Căldura de reacție  $\tilde{Q}$  se împarte la rîndul ei în două componente (7), precizate de coeficientul de repartitie  $R_c$  (8). Relațiile (9) definesc unghiurile relative corespunzătoare celor două faze de ardere. Din considerente cinetice rezultă caracteristica  $\xi$  (10) și derivata ei  $\dot{\xi}$  (11). La MAS,  $R_c = 1$ , adică arderea decurge în o singură fază, La MAS de autovehicule cu cameră unitară  $R_c = 0,1 \dots 0,4$ ; la MAC-uri rapide de turism, cu camere divizate,  $R_c = 0,8 \dots 1,0$ . Exponenții cinetici  $m_p$  și  $m_d$  iau valorile:  $m_p = m_d = 1,5 \dots 3,5$  la MAS;  $m_p = 3 \dots 4$ , iar  $m_d = 2 \dots 3$  la MAC cu camere unitare. La MAC,  $\alpha_p = 0,2 \dots 0,3$ .

Ecuația bilanțului energetic în procesul de ardere devine

$$dU_{cil} = d\tilde{Q}_\alpha - dQ_p - dL. \quad (28.16)$$



Dacă se cunoaște  $\xi$  din relația (5) rezultă viteza absolută de ardere (12), care se substituie în (28.16). Explicitând variația de temperatură rezultă relația (13). În timpul arderii la un moment dat, relația (28.13) diferențiază fluidul motor sub aspectul compoziție (neomogenitate chimică). Consecințele ei se tratează în două feluri distincte: 1) fluidul motor este omogen termic, adică toate gazele au aceeași temperatură, dar, fiind alcătuit dintr-un amestec de gaze cu călduri specifice diferite, se calculează  $C_{vam}$  în raport cu compoziția momentană. Problema este tratată în [2] iar soluția ei este inclusă în programul de calcul; 2) fluidul motor este neomogen termic, adică gazele de ardere au o temperatură de 3...4 ori mai mare decât temperatura gazelor proaspete. Problema este tratată în [3].

Pe scurt, primul caz se tratează astfel: se admite ipoteza definită de relațiile (14) și (15). Se adaugă la  $v_{cil}$  gazele reziduale  $v_{gad}$  (gaze de ardere din  $d$ ) și se obține (16), care definește corect, la limită, compoziția gazelor din cilindru, relațiile (17) și (18). Prin derivarea relațiilor (14), (15) și (16) se obține variația momentană a numărului de kilomoli, în procesul de ardere, care nu e nulă, din cauza variației molare, relațiile (19), (20) și (21). Cu relațiile (14), (15) și (16) se determină participațiile gazelor, relațiile (22) și (23), după care se poate calcula  $C_{vcil}$  sau  $\bar{C}_{vcil}$  cu o subrutină a căldurilor specifice care include relațiile (13...15) din tabela 28.3.

**Procesul de destindere.** Rezultă o relație (23), similară cu aceea din comprimare.

**Rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale.** Calculul schimbului de gaze duce inevitabil la calculul complet al ciclului termic, care este definit de un sistem de șapte ecuații diferențiale (tab. 28.8), particularizate pentru intervalele caracteristice definite în figura 28.1. Sistemul se programează pe un calculator numeric. El este astfel aranjat încât este aplicabilă oricare din meto-

Tabela 28.8

Sistemul general de ecuații diferențiale ale ciclului termic

Natura ecuației	Relația de definiție	Intervalul
I. $\frac{dv_{gac}}{d\alpha}$	$= 0$ $= \text{rel. (16), tab. 28.5, } p_{cil} > p_{cr}$ $= \text{rel. (18), tab. 28.5, } p_{cil} \leq p_{cr}$	$\Delta\alpha_x$ $\Delta\alpha_{sga}$ $\Delta\alpha_{sga}$
II. $\frac{dv_{cga}}{d\alpha}$	$= 0$ $= \text{rel. (17), tab. 28.5, } p_{ga} > p_{cr}$	$\Delta\alpha_x$ $\Delta\alpha_{sga}$
III. $\frac{dv_{cge}}{d\alpha}$	$= \text{rel. (13), tab. 28.5, } p_{ge} > p_{cr}$ $= \text{rel. (15), tab. 28.5 } p_{ge} \leq p_{cr}$ $= 0$	$\Delta\alpha_{sge}$ $\Delta\alpha_{sge}$ $\Delta\alpha_y$
IV. $\frac{dv_{gec}}{d\alpha}$	$= \text{rel. (14), tab. 28.5 } p_{cil} > p_{cr}$ $= 0$	$\Delta\alpha_{sge}$ $\Delta\alpha_y$

Tabela 28.8 (continuare)

Natura ecuației	Relația de definiție	Intervalul
V. $\frac{dv_{ga}}{d\alpha}$	$= 0$ $= \text{rel. (19), tab. 28.8}$ $= 0$ $= \text{rel. (20), tab. 28.5}$	$\Delta\alpha_c$ $\Delta\alpha_a$ $\Delta\alpha_d$ $\Delta\alpha_{sg}$
VI. $\frac{dv_{cil}}{d\alpha}$	$= 0$ $= \text{rel. (21), tab. 28.8}$ $= 0$ $= \text{rel. (1), tab. 28.7}$	$\Delta\alpha_c$ $\Delta\alpha_a$ $\Delta\alpha_d$ $\Delta\alpha_{sg}$
VII. $\frac{dT_{cil}}{d\alpha}$	$= \text{rel. (1), tab. 28.8}$ $= \text{rel. (13), tab. 28.8}$ $= \text{rel. (20), tab. 28.8}$ $= \text{rel. (2), tab. 28.7}$	$\Delta\alpha_c$ $\Delta\alpha_a$ $\Delta\alpha_d$ $\Delta\alpha_{sg}$

dele analizei numerice. În lucrarea [2] s-au aplicat metodele Runge - Kutta de ordinul IV și Predictor - Corector, cu pas constant și variabil.

## 28.7. POSIBILITĂȚILE METODEI DE CALCUL

Metoda prezentată permite: 1) determinarea performanțelor de umplere a cilindrului cu fluid proaspăt; 2) determinarea stării gazului în orice moment al ciclului, inclusiv a randamentului indicat; 3) efectuarea cercetărilor de optimizare a unor parametri constructivi ai sistemului de distribuție; 4) efectuarea de cercetări asupra schimbului de gaze în condițiile în care experimentarea este costisitoare, pretinde un interval mare de timp, sau, este chiar imposibilă; 5) evaluarea ipotezelor de lucru, și evidențiază limitele lor, deschizând noi căi spre cunoaștere.

## BIBLIOGRAFIE

- Grünwald, B. și Gheorghiu, V. Contribuții la studiul schimbului de gaze din motoarele cu ardere internă. Buletinul IPB, 4, 1979.
- Grünwald, B. și Gheorghiu, V. Calculul schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă cu piston. Litografia IPB, 1980.
- Grünwald, B. și Apostolescu, N. Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă. București, Ed. Academiei Republicii Socialiste România, 1975.



## PROIECTAREA DE CONCEPȚIE ȘI CERCETAREA ȘTIINȚIFICĂ A MOTORULUI PENTRU AUTOVEHICULE

### 29.1. FORMULA CONSTRUCTIVĂ A MOTORULUI

Prin calculul de tracțiune al autovehiculului se determină puterea efectivă a motorului, care devine performanța fundamentală pretinsă de consumator.

Fiind cunoscută puterea efectivă, proiectantul stabilește trăsăturile constructive principale ale motorului, în raport cu considerentele de siguranță în funcționare, consum minim de metal, consum minim de combustibil, durabilitate, cost redus, de fabricație, deservire și reparație, confortabilitate înaltă etc. Proiectantul ia în considerare condițiile de serviciu ale autovehiculului (funcționarea în condiții de serviciu sever micșorează durabilitatea, pretinde uleiuri superioare, mărește periodicitatea schimbului de ulei etc.) nivelul calificării personalului care exploatează, deservește sau repară motorul și stabilește construcții mai simple, mai robuste în dauna performanțelor de greutate, randament, silențiozitate, sau acționează în sens opus. Proiectantul are în vedere disponibilitățile de combustibil și calitățile acestuia. Asemenea considerente impun proiectantului să aleagă o formulă constructivă rațională de motor. Prin formulă constructivă a motorului se înțelege ansamblul tuturor soluțiilor de principiu care conferă motorului o individualitate determinată. Soluțiile de principiu se referă la: 1) procedeul de aprindere (MAS sau MAC); 2) numărul de timpi; 3) numărul și așezarea cilindrilor; 4) gradul de forțare a motorului; 5) procedeul de răcire; 6) organizarea mecanismului de distribuție; 7) camera de ardere; 8) schema de forțe a blocului de cilindri; 9) materialele pentru principalele organe etc. Asemenea soluții de principiu proiectantul le impune în concordanță cu destinația motorului, cu condițiile concrete de fabricație și exploatare, cu cunoștințele despre procesele energetice și despre nivelul solicitărilor mecanice și termice din organe, cu tendințele generale, care se manifestă în raționalizarea construcției și fabricației.

Formula constructivă a unui motor este definită în proiectul tehnic al motorului.

### 29.2. PROIECTAREA DE CONCEPȚIE A MOTORULUI

În prezent există posibilitatea ca unele elemente ale formulei constructive să se determine printr-un calcul prealabil, global. Deoarece operația urmă-

rește să stabilească un număr de parametri fundamentali care dau individualitate motorului ea a fost numită de autor proiectarea de concepție a motorului [3].

Proiectarea unui motor într-o concepție originală pretinde constructorului să ia decizii în câteva probleme fundamentale care se referă la alezajul cilindrului și cursa pistonului, la numărul de cilindri, la turația arborelui cotit și presiunea medie efectivă etc.

Pentru proiectarea de concepție a unui motor în patru timpi, proiectantul dispune de următoarele nouă ecuații simple:

$$P_e = \frac{P_e V_s n}{1200} \quad (29.1); \quad M_e = 955 \frac{P_e}{n} \quad (29.2); \quad P_{e1} = \frac{P_e}{i} \quad (29.3);$$

$$M_{e1} = 955 \frac{P_{e1}}{n} \quad (29.4); \quad V_s = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (29.5); \quad V_t = i V_s \quad (29.6);$$

$$\psi = \frac{S}{D} \quad (29.7); \quad n = 300 \frac{\bar{W}_P}{\psi D} \quad (29.8); \quad P_L = \frac{P_e}{V_t} \quad (29.9),$$

care determină interdependența dintre 14 parametri fundamentali\*), unul  $P_e$ , fiind cunoscut.

Având mai multe grade de nedeterminare s-ar părea că stabilirea dimensiunilor și performanțelor unui motor nou este o problemă arbitrară. Această opinie ar putea fi întărită atât de marea diversitate de modele realizate în lumea întreagă — fiecare producător diferențiază modelul prin dimensiunile fundamentale, soluțiile constructive, performanțe — cât și de gradul înalt de unificare a producției — tipizarea nu îngăduie realizarea soluțiilor optime.

Fiind obligat să decidă de la început asupra a patru parametri fundamentali, proiectantul caută relații suplimentare care să ridice gradul de nedeterminare a problemei. Asemenea relații se obțin dacă se evaluează gradul de încărcare termică și mecanică al organelor mecanismului motor.

Una dintre problemele extrem de complexe ale proiectării este fixarea puterii efective  $P_{e1}$  dezvoltată de un cilindru al motorului (puterea efectivă unitară). O decizie în această direcție are implicații în multiple compartimente, întrucât puterea  $P_{e1}$  influențează hotărâtor asupra gradului de solicitare termomecanică a organelor mecanismului motor. Pe de altă parte, prin precizarea puterii  $P_{e1}$  se determină implicit și numărul de cilindri ai motorului, adică gradul de compartimentare a cilindrului totale, întrucât beneficiarul impune puterea efectivă  $P_e$  a motorului. O restricție fundamentală care limitează puterea pe cilindru este starea termică a pistonului, caracterizată prin două mărimi: temperatură și gradientul de temperatură. Nivelul maxim de temperatură se limitează pentru a menține factorul de solicitare termică la o valoare ridicată (v. rel. 12.7) și pentru a preveni blocarea segmentului de foc. Gradientul de temperatură se limitează pentru a preveni creșterea tensiunilor și deformațiilor termice. Se obișnuiește să se evalueze starea termică a pistonului prin încărcarea termică  $q_p$  (rel. 12.2 și 12.3). Deși procedeul nu este foarte exact în bună parte este justificat. Dacă proiectantul are informații despre  $q_p$ , din relația (12.2)

\*) Toți parametri și toate relațiile au fost definite anterior (v. cap. 1); aici, unitățile de măsură sînt:  $P_e$  și  $P_{e1}$  în kW;  $M_e$  și  $M_{e1}$  în daN.m;  $p_e$  în daN/cm<sup>2</sup>;  $V_s$  și  $V_t$  în dm<sup>3</sup>;  $n$  în rot/min;  $S$  și  $D$  în dm;  $\bar{W}_P$  în m/s;  $P_L$  în kW/l.



poate defini puterea  $P_{e1}$ . Multă vreme s-a admis proporționalitatea  $q_P \sim P_A$ . Deși  $P_{e1}$  rămâne un criteriu de apreciere a nivelului de dezvoltare tehnică și tehnologică a unui motor, dependența  $q_P = C_3 \cdot P_A$  nu este satisfăcătoare, deoarece puterea raportată  $P_A$  ilustrează căldura dezvoltată în cilindru pe unitatea de suprafață a pistonului. Or, încărcarea termică reprezintă căldura transferată de fluidul motor la piston. Nepotrivirea rezultă din simplificarea adoptată la stabilirea relației (12.2) și anume, din condiția că fracțiunea  $f_P$  este invariabilă. Autorul a căutat să elimine această simplificare și a calculat încărcarea termică a pistonului  $q_P$ , evaluând fluxul de căldură care trece de la gaze la piston pe baza relației cunoscute de transfer convectiv de căldură  $q_P = C_c(\bar{T} - \bar{T}_p)$ , unde  $C_c$  este coeficientul de convecție;  $\bar{T}$  — temperatura medie a fluidului motor;  $\bar{T}_p$  — temperatura medie a capului pistonului. El a găsit [4] că încărcarea termică a pistonului este definită de relația

$$q_P = C_q \frac{P_A^{0.75}}{D^{0.25} \psi^{0.5}} \left( \frac{900}{n} \right)^{1/3}; \quad q_P = C_q^* \frac{(p_e \bar{W}_P)^{0.75}}{D^{0.25} \psi^{0.5}} \left( \frac{900}{n} \right)^{1/3}. \quad (29.13)$$

Dacă se compară relația (29.13) cu relația (12.3) se observă că există deosebiri esențiale atât prin gradul mai mare de complexitate a relației (29.13) cât și prin ponderea diferită a mărimii  $P_A$ .

Următoarele exemple ilustrează valoarea relației (29.13). Experiențele efectuate de Eichleberg și Pflaum [9] pe un motor diesel MAN cu supraalimentare înaltă au arătat că creșterea de două ori a puterii efective determină o sporire a fluxului de căldură prin piston de numai 1,6 ori. Dacă se aplică relația (12.3) acest fapt rămâne neexplicat deoarece  $q_P \sim P_A$  și deci  $q_P$  ar fi trebuit să crească tot de două ori. Relația (29.13) arată că la mărirea prin supraalimentare a puterii motorului, încărcarea termică crește în raportul  $P_A^{0.75}$ , adică  $2^{0.75} = 1,68$ , ceea ce reprezintă o valoare foarte apropiată de aceea determinată experimental. Prelucrând datele experimentale, Zinner [9] a atras atenția încă în urmă cu zece ani, că a găsit că  $q_P \sim 1/\sqrt{\psi}$ , or, relația (29.13) evidențiază chiar o asemenea dependență.

Relația (29.13) a fost stabilită pînă la aproximația unei constante, de aceea se pretează la proiectarea prin similitudine. Ea se exprimă sub forma  $q_P = C_q K_q$  și se atribuie lui  $K_q$  denumirea de criteriu de încărcare termică

$$K_q = C_{su}^* \frac{(C_{su} P_A)^{0.75}}{D^{0.25} \psi^{0.5}} \left( \frac{900}{n} \right)^{1/3}. \quad (29.14)$$

Se consideră, convențional,  $C_q = 1$ , de unde rezultă  $K_q = q_P$ . Dacă  $P_A$  este în CP/cm<sup>2</sup>, rezultă  $K_q$  în kcal/cm<sup>2</sup>h; dacă  $P_A$  este în kW/cm<sup>2</sup>, rezultă  $K_q$  în W/cm<sup>2</sup> (1kcal/cm<sup>2</sup>h = 4,185 kJ/cm<sup>2</sup>h = 4,185 · 1000/3600 J/cm<sup>2</sup>s = 1,16W/cm<sup>2</sup>). Coeficienții  $C_{su}$ ,  $C_{su}^*$ , depind de sistemul de unități de măsură și anume:  $C_{su} = 1,0$ ,  $C_{su}^* = 1,0$  în ST;  $C_{su} = 1,36$ ,  $C_{su}^* = 1,16$  în SI. Se observă că criteriul  $K_q$  este calculabil pentru un motor ale cărui performanțe sînt cunoscute. S-a reprezentat, într-un sistem de coordonate  $K_q - p_e$ , criteriul  $K_q$  pentru un mare număr de motoare cu aprindere prin comprimare de autovehicule (fig. 29.1, a) și de locomotive (b) precum și pentru motoare cu aprindere prin scînteie pentru mașinile de curse (c) și pentru turismele de serie (d). Se observă că între  $K_q$  și  $p_e$  există o relație clară, suficient de precisă, care diferă pentru clasele de motoare considerate numai prin constanta de proporționalitate

$$K_q = c p_e^{0.3}, \quad (29.15)$$

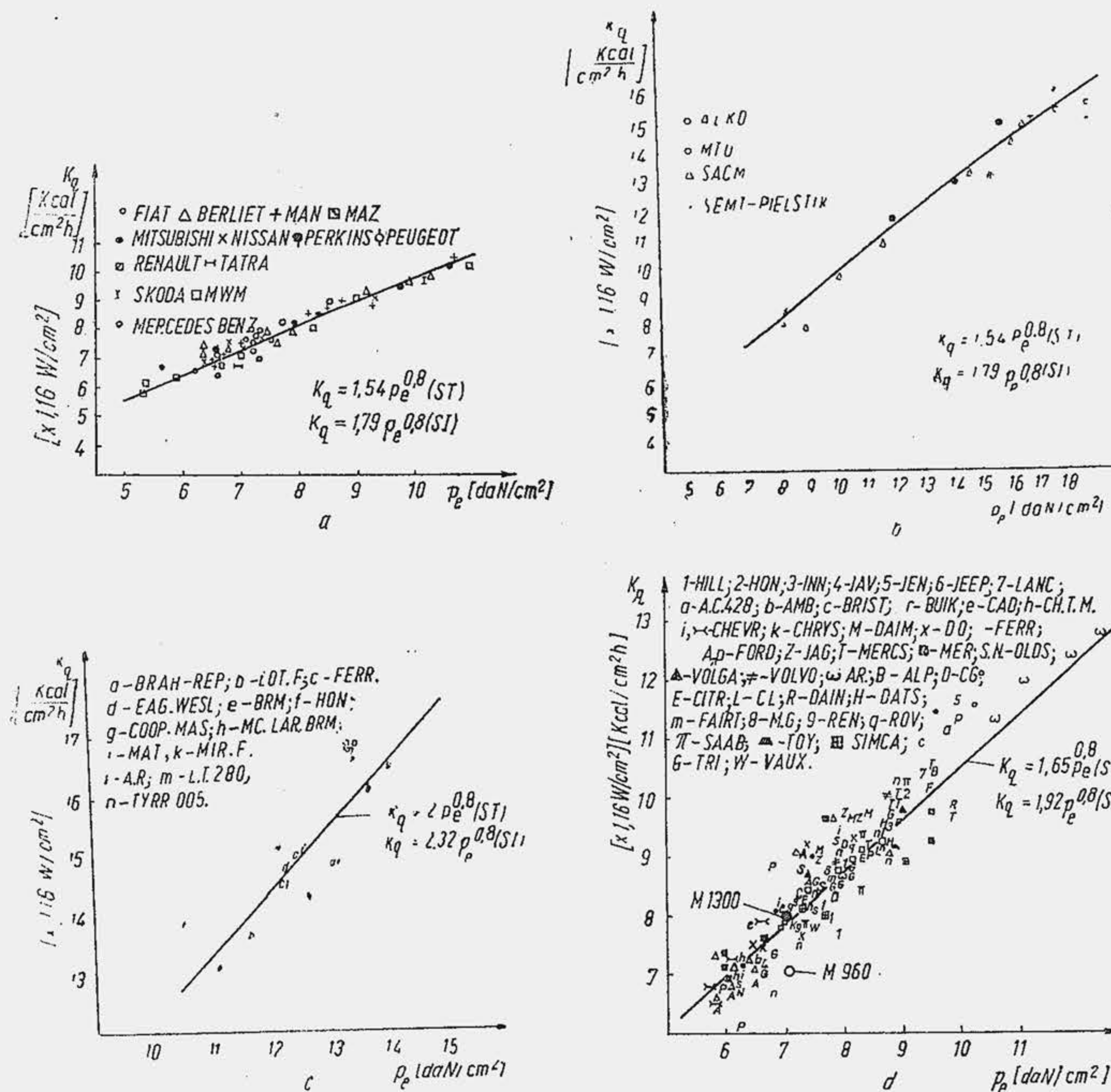


Fig. 29.1. Criteriul de încărcare termică. Convențional  $K_q$  în kcal/cm<sup>2</sup>·h [ $\times 4,185$  kJ/cm<sup>2</sup>·h].

unde  $c$  ia valorile din figura 29.1, în funcție de tipul motorului și de sistemul unităților de măsură. Dacă se adaugă relația care definește puterea raportată

$$P_A = 4C_{su} P_{e1} / \pi D^2, \quad (29.16)$$

atunci ultimele trei relații conduc la o relație nouă

$$c p_e^{0.3} = C_{su}^* \frac{(4C_{su} P_{e1} / \pi D^2)^{0.75}}{D^{0.25} \psi^{0.5}} \left( \frac{900}{n} \right)^{1/3}, \quad (29.17)$$

care permite să se definească puterea  $P_{e1}$  din condiția de încărcare termică a pistonului, și anume

$$P_{e1} = (0,039 / C_{su} C_{su}^{*1.33}) c^{1.33} p_e^{1.07} D^{2.33} \psi^{0.67} n^{0.44}, \quad (29.18)$$

unde  $p_e$  este în daN/cm<sup>2</sup> (kgf/cm<sup>2</sup>),  $D$  în dm,  $n$  în rot/min,  $P_{e1}$  în kW(CP).



**Exemplul numeric 29.1.** Să se verifice puterea pe cilindru a motorului Saviem 797-05 cu relația (29.10). Din tabela 1.5 se cunoaște:  $p_e = 7,23 \text{ daN/cm}^2$ ;  $D = 1,02 \text{ dm}$ ;  $\psi = 1,09$ ;  $n = 3000 \text{ rot/min}$ ;  $c = 1,79$  (fig. 29.1, a).

R. Se aplică relația (29.10) și se obține  $P_{e1} = (0,039/1,36 \cdot 1,161^{1,33}) \cdot 1,791^{1,33} \cdot 7,231^{0,7} \cdot 1,02^{2,33} \cdot 1,09^{0,67} \cdot 3000^{0,44} = 15,93 \text{ kW}$ , față de  $16,5 \text{ kW}$ , puterea dezvoltată de motor pe stand, adică mai puțin cu  $3,5\%$ .

Proiectarea de concepție a unui motor ia în considerare și restricțiile introduse de solicitarea mecanică a mecanismului motor. Proiectantul nu cunoaște inițial presiunea maximă care va rezulta din arderea combustibilului, dar s-a constatat că presiunea maximă, chiar pentru motoare diferite (1 și 2) poate fi exprimată satisfăcător prin presiunea medie efectivă (fig. 29.2). Dependența liniară care se stabilește între cele două presiuni a permis elaborarea unui criteriu al solicitărilor mecanice [3] de către forța de presiune maximă, de forma

$$K_{Fp} = 100 p_e \frac{\pi D^2}{4}, \quad (29.18)$$

unde  $p_e$  este în  $\text{daN/cm}^2$ ,  $D$  în  $\text{dm}$ , iar  $K_{Fp}$ , convențional, în  $\text{daN}$ . S-a observat că o mare diversitate de motoare cu aprindere prin comprimare se supun unei legi unice (fig. 29.3)

$$K_{Fp} = -75 + 30 C_{SV} P_{e1}, \quad (29.19)$$

astfel că ținând seama de restricțiile impuse de forța de presiune a gazelor, din relațiile (29.18) și (29.19), rezultă o a doua relație pentru puterea  $P_{e1}$

$$C_{SV} P_{e1} = 2,5 + 2,62 p_e D^2, \quad (29.11)$$

unde  $P_{e1}$  este în  $\text{kW}$  (CP),  $p_e$  în  $\text{daN/cm}^2$  ( $\text{kgf/cm}^2$ ),  $D$  în  $\text{dm}$ .

**Exemplul numeric 29.2.** Să se verifice puterea  $P_{e1}$  a motorului Saviem 797-05, din exemplul numeric 29.1, cu relația (29.11).

R. Rezultă:  $1,36 P_{e1} = 2,5 + 2,62 \cdot 7,36 \cdot 1,02^2 = 16,27 \text{ kW}$ , față de  $16,5 \text{ kW}$ , puterea dezvoltată pe stand.

În fine, s-a căutat un criteriu de apreciere a solicitărilor de uzură a lagărelor arborelui cotit, deoarece ele introduc o altă restricție pentru puterea  $P_{e1}$ .

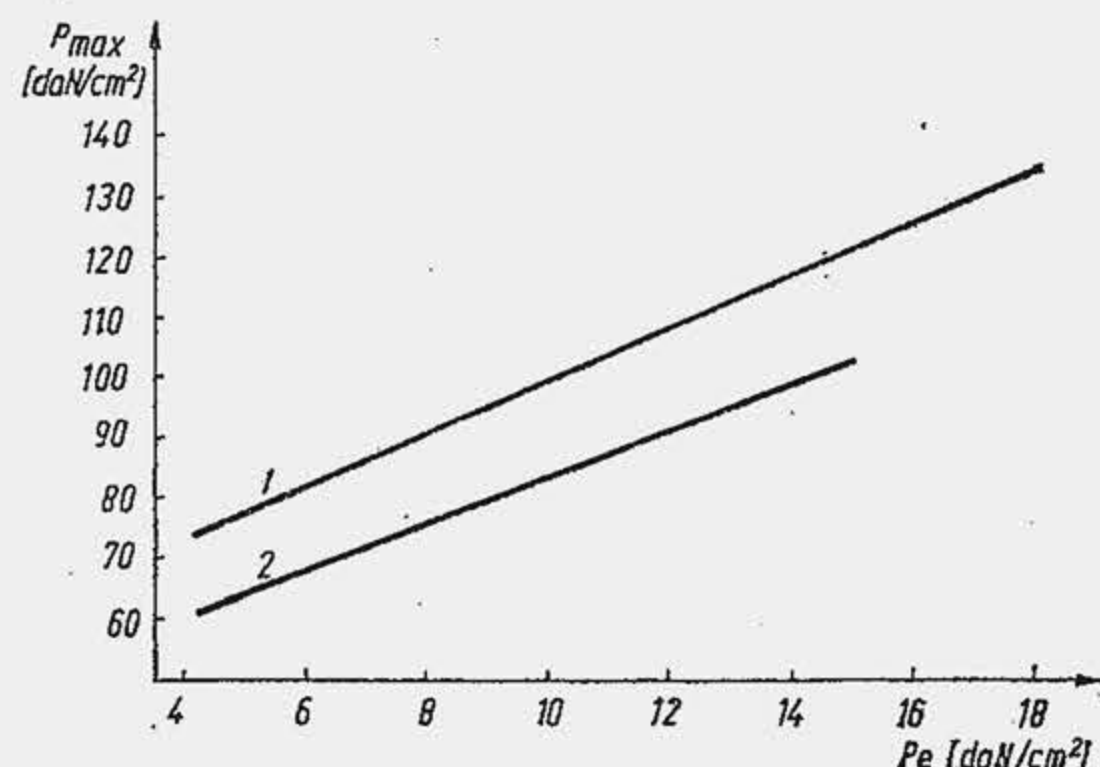


Fig. 29.2. Dependenta presiunii maxime de presiunea medie efectivă.

Analizându-se jocul minim dintre fusul palier și cuzinet s-a observat că acesta nu se produce în apropierea punctului mort interior, sub acțiunea forțelor maxime de presiune, ci în apropierea punctelor moarte exterioare, sub acțiunea forțelor maxime de inerție, care, în plus, au și o frecvență mai mare pe ciclu. De aceea s-a definit un criteriu al forței de inerție  $F_A$ . Se știe că  $F_A \sim m_A S n^2$ . În mod curent masa  $m_A$  se evaluează prin alezaj,  $m_A \sim D^3$ . Această evaluare apare ca nesatisfăcătoare dacă se ține seama că la motoare cu același

alezaj se aplică încărcări mecanice inegale în raport cu procedeul de ardere sau gradul de supraalimentare. De aceea, s-a admis [3] că masa  $m_A$  este proporțională cu forța de presiune, adică  $m_A \sim p_e D^2$ , astfel că  $F_A \sim p_e D^2 S n^2$ , sau prin gruparea convenabilă a termenilor,  $F_A \sim (p_e n) D^2 \cdot S n$ , adică  $F_A \sim P_{e1} n$ . Ultima proporționalitate a permis formularea unui criteriu al forței de inerție

$$K_{FA} =$$

$$= C_{SV} P_{e1} \frac{n}{1000}, \quad (29.20)$$

care pentru un mare număr de motoare cu aprindere prin comprimare, (fig. 29.4) a condus la relația

$$K_{FA} = 15 + 5(C_{SV} P_{e1})^{0,75}. \quad (29.21)$$

Eliminând pe  $K_{FA}$  din relațiile (29.20) și (29.21) se obține o a treia relație pentru  $P_{e1}$

care ține seama de restricțiile impuse de forța de inerție

$$P_{e1} n = 15000 C_{SV}^{-1} + 5000 C_{SV}^{-0,25} P_{e1}^{0,75}. \quad (29.12)$$

**Exemplul numeric 29.3.** Să se verifice puterea  $P_{e1}$  a motorului Saviem 797-05, din exemplul numeric 29.1, cu relația 29.12.

R. Se rezolvă ecuația în  $P_{e1}$  și se obține  $P_{e1} = 16,0 \text{ kW}$ , deci cu  $3\%$  mai puțin.

Dacă se adaugă la sistemul de ecuații (29.1)...(29.9) ecuațiile (29.10)...(29.12) se obține un sistem de 12 ecuații cu 13 necunoscute (s-a arătat că puterea  $P_e$  este definită de consumator). Pentru rezolvarea sistemului de ecuații,

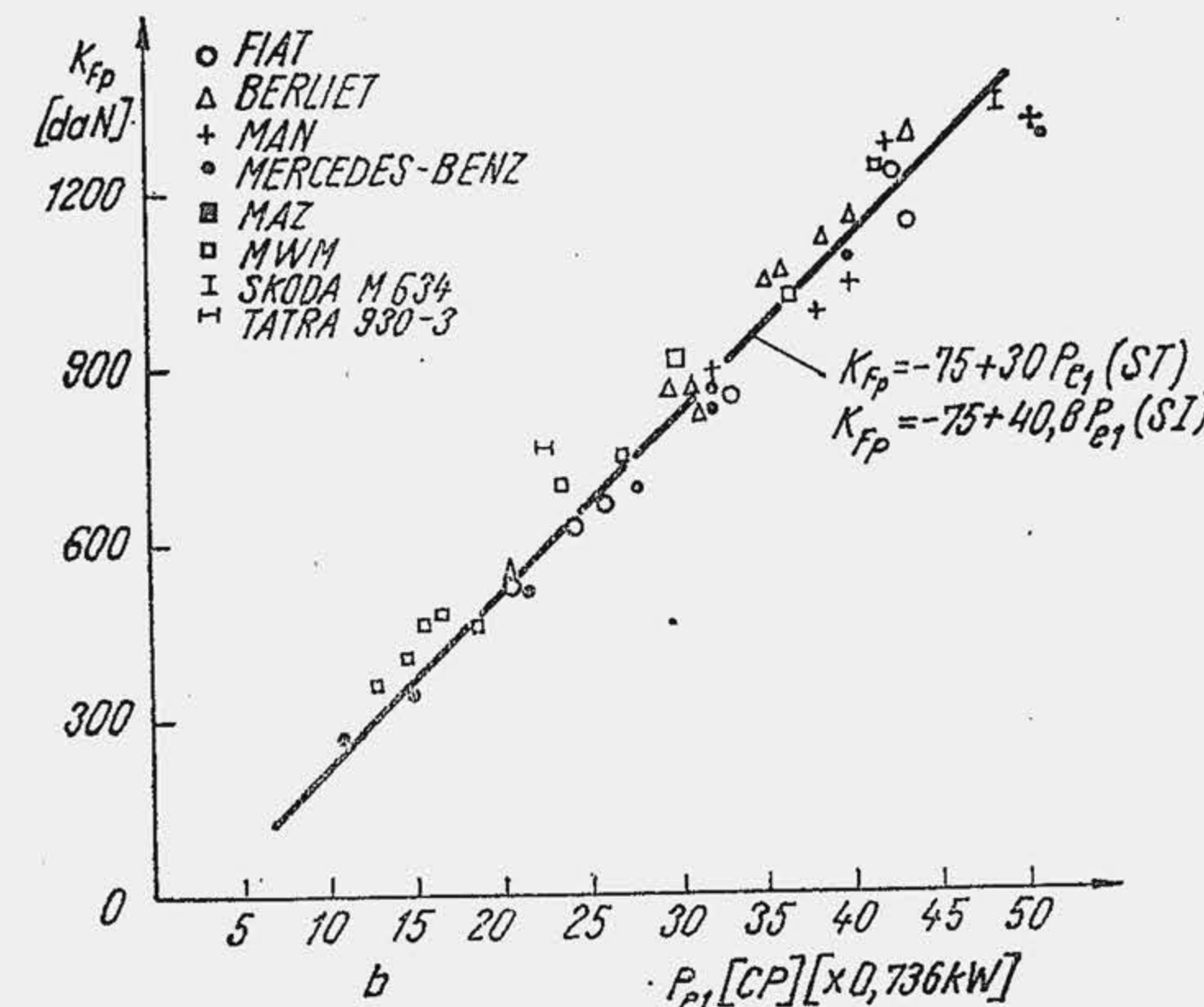
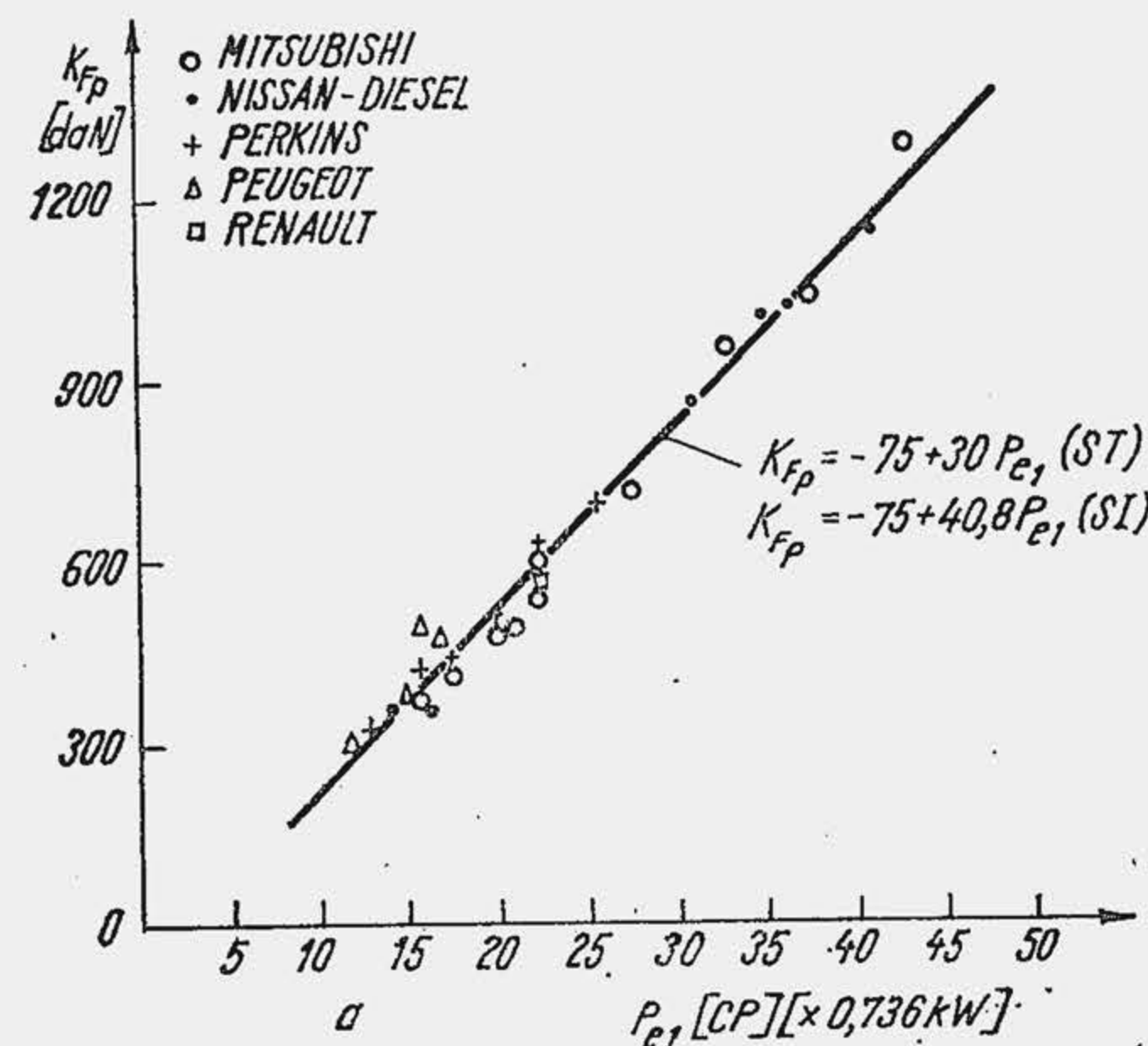


Fig. 29.3. Criteriul de încărcare mecanică  $K_{Fp}$  în  $\text{daN}$  sau  $\text{kgf}$ .



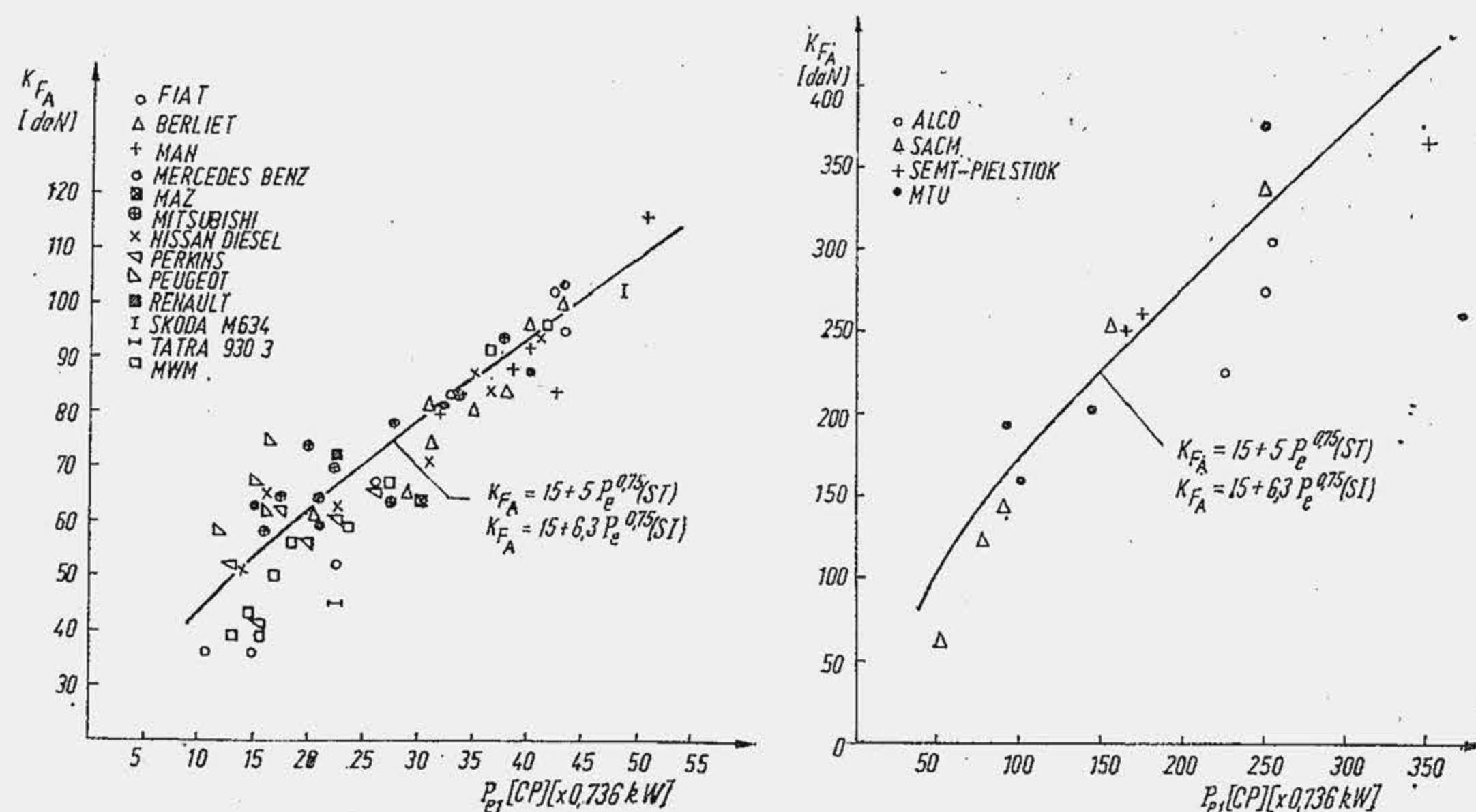


Fig. 29.4. Criteriul de încărcare mecanică  $K_{Fi}$  în daN sau kgf.

proiectantul trebuie să aleagă una dintre necunoscute. O alegere justificată ar fi aceea care se referă la presiunea medie efectivă, deoarece, în măsura în care procesele gazodinamice și termice sînt stăpînite, presiunea medie efectivă poate fi verificată și corectată pe baza calculului termic al ciclului. Alegerea trece astfel sub controlul unui calcul de precizie relativ înaltă. În unele cazuri, proiectantul este obligat să aleagă o altă necunoscută. Există împrejurări în care consumatorul impune turația arborelui cotit, sau în care constructorul este constrîns să realizeze o construcție ușoară, deci cu masă (greutate) raportată redusă. În ultimul caz, proiectantul își impune o putere litrică ridicată sau un număr sporit de cilindri.

Abaterile față de valorile medii definite de relațiile (29.15), (29.19) și (29.21) exprimă nivelul de tehnică și tehnologie în domeniu, se datoresc în esență gîndirii de concepție.

Cele mai mari abateri se înregistrează pentru criteriul forței de inerție (fig. 29.4), ceea ce se interpretează astfel: se presupune că se realizează două motoare cu aceeași putere efectivă pe cilindru ( $P_{e1} = ct$ ). Practica proiectării evidențiază trei concepții diferite de realizare a puterii  $P_{e1}$  și anume prin modificarea independentă a celor trei termeni din produsul  $p_e \cdot V_s \cdot n \sim P_{e1}$ . Presupunînd realizată concepția care impune o turație înaltă a motorului, dependența  $F_A \sim P_{e1} n$  arată că vor rezulta forțe de inerție superioare ( $P_{e1} = ct$ ). Așadar, chiar dacă criteriul forței de inerție ar fi exprimat cu mult mai exact, apariția unor abateri de la valoarea medie, pentru  $P_{e1} = ct$  este inevitabilă, pentru că rezultă din formularea unor deziderate diferite pentru performanțele motorului. Celelalte concepții de realizare a puterii  $P_{e1}$  se obțin prin supraalimentare, ceea ce înseamnă mărirea lui  $p_e$ , sau prin creșterea cilindreei  $V_s$ , reducînd de fiecare dată turația  $n$ .

Pentru a ilustra concepții diferite de proiectare, care includ problemele dezvoltării și diversificării motoarelor, se compară două MAC-uri pentru autovehicule, care dezvoltă aceeași putere  $P_{e1}$ , dar la turații foarte diferite (tabela 29.1). Comparînd dimensiunile și performanțele calculate cu acelea ale motoarelor construite se observă marea apropiere a valorilor, ceea ce conferă meto-

Tabela 29.1

Comparație între performanțele a două motoare, proiectate după două concepții distincte

Parametrul	Modele construite		Calculul cu sistemul de ecuații (29.1) ... (29.12)
	MWM/D225-4	NISSAN/ST22	
$P_e$ [kW/CP]	46,3/63	47,8/65	47/64
$P_{e1}$ [kW/CP]	11,58/15,75	11,95/16,25	11,76/16
$M_e$ [daN.m/kgf.m]	17,66/18	11,37/11,6	13,1/13,34
$M_{e1}$ [daN.m/kgf.m]	4,41/4,5	2,84/2,9	3,26/3,33
$i$	4	4	4
$p_e$ [daN/cm <sup>2</sup> ; kgf/cm <sup>2</sup> ]	6,54/6,67	6,61/6,76	7,11/7,25
$n$ [rot/min]	2 500	4 000	3 437
$D$ [mm]	95	83	84
$S$ [mm]	120	100	103,6
$\psi$	1,26	1,20	1,23
$V_s$ [dm <sup>3</sup> ]	0,85	0,54	0,574
$V_t$ [dm <sup>3</sup> ]	3,4	2,16	2,3
$P_L$ [kW/l; CP/l]	13,6/18,5	22/30,0	20,45/27,83
$W_P$ [m/s]	10,0	13,3	11,8
$P_A$ [kW/dm <sup>2</sup> ; CP/dm <sup>2</sup> ]	16,3/22,2	22/30,0	21,2/28,87
$K_q$ $\left[ \frac{W/cm^2}{kcal/cm^2h} \right]$	7,62/6,57	8,65/7,46	8,71/7,51
$K_{Fp}$ [kg sau kgf]	472	365	405
$K_{FA}$ [kg sau kgf]	40	64	55
$m_P$ [kg/kW; kgf/CP]	7,48/5,5	3,94/2,9	—
$m_L$ [kg/l sau kgf/l]	101,5	86,5	—

dei de proiectare, un grad de încredere satisfăcător. Se observă apoi că valorile calculate ocupă o poziție intermediară față de valorile înregistrate pentru modelele construite, ceea ce ilustrează bine implicația operării cu valori medii\*).

Deosebirea cea mai mare se înregistrează pentru criteriul forței de inerție  $K_{FA}$ , ceea ce evidențiază cele două concepții distincte de proiectare. Avantajul esențial al concepției de proiectare NISSAN se concretizează în final în masa raportată care se reduce de la 7,5 la 3,94 kg/kW, cu 47%. Acest avantaj conduce fie la reducerea durabilității motorului fie la creșterea costului ca urmare a încorporării în motor a unei tehnici și tehnologii mai avansate. Concepția pentru motorul MWM are avantajul unei încărcări mai reduse a suprafețelor portante, care include o durabilitate mai ridicată la același nivel de tehnică și tehnologie. În ceea ce privește criteriul de încărcare termică se observă că și valoarea acestuia este mai mare la motorul NISSAN (cu 15,5%). Acest fapt trebuie interpretat mai complet deoarece încărcarea termică a unui piston caracterizează numai gradientul de temperatură, nu și nivelul temperaturii.

Temperatura reprezintă o stare de echilibru a capului pistonului, determinată pe de o parte, de fluxul de căldură  $Q_P$  de la gazele fierbinți, iar, pe de altă parte, de fluxul de căldură  $Q_0$  evacuat prin segment către cilindru și apoi fluidului de răcire. Pentru evaluarea fluxului de căldură evacuat dintr-un piston fără răcire forțată se consideră un model simplificat, potrivit căruia densitatea fluxului de căldură  $q_0$  se evacuează numai prin segment și este determinată de rezistența

\*) Criteriile  $K_q$ ,  $K_{Fp}$  și  $F_{FA}$  din coloanele 1 și 2 sînt calculate cu relațiile (29.14), (29.18) și (29.20), iar din coloana 3 cu relațiile (29.15), (29.19) și (29.21), care dau valorile medii.



termică de contact (fig. 29.5, a) dintre flancul canalului și segment ( $R_{ps}$ ) și dintre segment și cilindru ( $R_{sc}$ ). Dacă  $t_p$  și  $t_{cil}$  sînt temperaturile pistonului și cilindrului atunci rezultă

$$q_0 = (t_p - t_{cil})/R_t, \quad (29.22)$$

unde  $R_t = R_{ps} + R_{sc}$  [ $m^2h \text{ } ^\circ C/kcal$ ] este rezistența termică totală. Se admite că rezistența termică a pistonului este o funcție de presiunea medie efectivă și de turația motorului (fig. 29.5, b). Cu cît presiunea  $p_e$  este mai mare, cu atît presiunea maximă din cilindru este mai mare, precum și presiunea gazelor infiltrate în spațiul dintre segment și canal. Întrucît rezistența termică de contact crește cu presiunea de contact rezultă că la  $n = ct$ ,  $R_t$  crește cu  $p_e$ . Influența turației asupra lui  $R_t$  este mai complexă. La evacuarea căldurii din piston un rol hotărîtor îl are contactul dintre segment și cilindru. S-a arătat că frecarea dintre segment și cilindru este de tip hidrodinamic pe o parte însemnată a cursei pistonului, astfel că pelicula de ulei mărește rezistența termică  $R_{sc}$  și împiedică evacuarea căldurii. La mărirea turației sau vitezei medii a pistonului capacitatea portantă a peliculei de ulei se extinde pe o fracțiune mai mare din cursa pistonului, iat  $R_t$  crește. Pe de altă parte, în porțiunile extreme ale cursei pistonului frecarea este de tip semilichid, iar rezistența termică de contact depinde de forța de apăsare a segmentului pe cilindru, deci și de presiunea gazelor infiltrate în spatele segmentului. La mărirea turației, presiunea gazelor din spatele segmentului se micșorează ceea ce constituie o nouă cauză de sporire a rezistenței termice  $R_{sc}$ . Se conchide astfel că mărirea turației unui motor, reduce pe mai multe căi capacitatea pistonului de a evacua căldura,  $R_t$  crește și ca urmare, la aceeași temperatură  $t_p$  ( $t_{cil} = ct$ ),  $q_0$  se micșorează. Dacă  $A_P$  este aria capului pistonului ( $A_P = \pi D^2/4$ ), iar  $A_0$  — aria suprafeței de evacuare a căldurii prin piston (de exemplu, pentru un segment  $A_0 = \pi Dh$ ), condiția de echilibru termic  $\dot{Q}_P = \dot{Q}_0$  devine  $q_P A_P = q_0 A_0$  sau  $q_P = \alpha q_0$  unde  $\alpha$  este factorul de suprafață.

Considerațiile teoretice enunțate permit cercetarea mai multor probleme și anume: 1) starea termică a unui piston dacă aceeași putere  $P_{e1}$  se obține fie cu o turație ridicată și o cilindree redusă, fie cu o cilindree ridicată și o turație redusă; 2) starea termică a unui piston, dacă aceeași putere  $P_{e1}$ , se obține fie cu o turație ridicată și o presiune medie redusă, fie cu o turație redusă și o presiune medie ridicată; 3) starea termică a unui piston cînd se mărește puterea  $P_{e1}$  pe două căi: fie prin mărirea turației și menținerea neschimbată a presiunii medii, fie prin mărirea presiunii medii prin supraalimentare și menținerea neschimbată a turației. Se reprezintă densitatea fluxului de căldură în funcție de temperatura pistonului (fig. 29.6, a). Este evident că dacă  $t_p$  crește  $q_P$  se micșorează (se reduce diferența dintre temperatura fluidului motor și temperatura gazelor) iar  $\alpha q_0$  crește (sporește căderea de temperatură  $t_p - t_{cil}$ ); fie  $t_{p1}$  temperatura pistonului la  $n = 4000$  rot/min, care satisface condiția  $q_P = \alpha q_0$  (punctul 1, de bilanț). Întrucît modelele MWM și NISSAN au practic aceeași presiune  $p_e$ , din relația (29.15) rezultă că  $K_q = ct$ , deci la aceeași tempera-

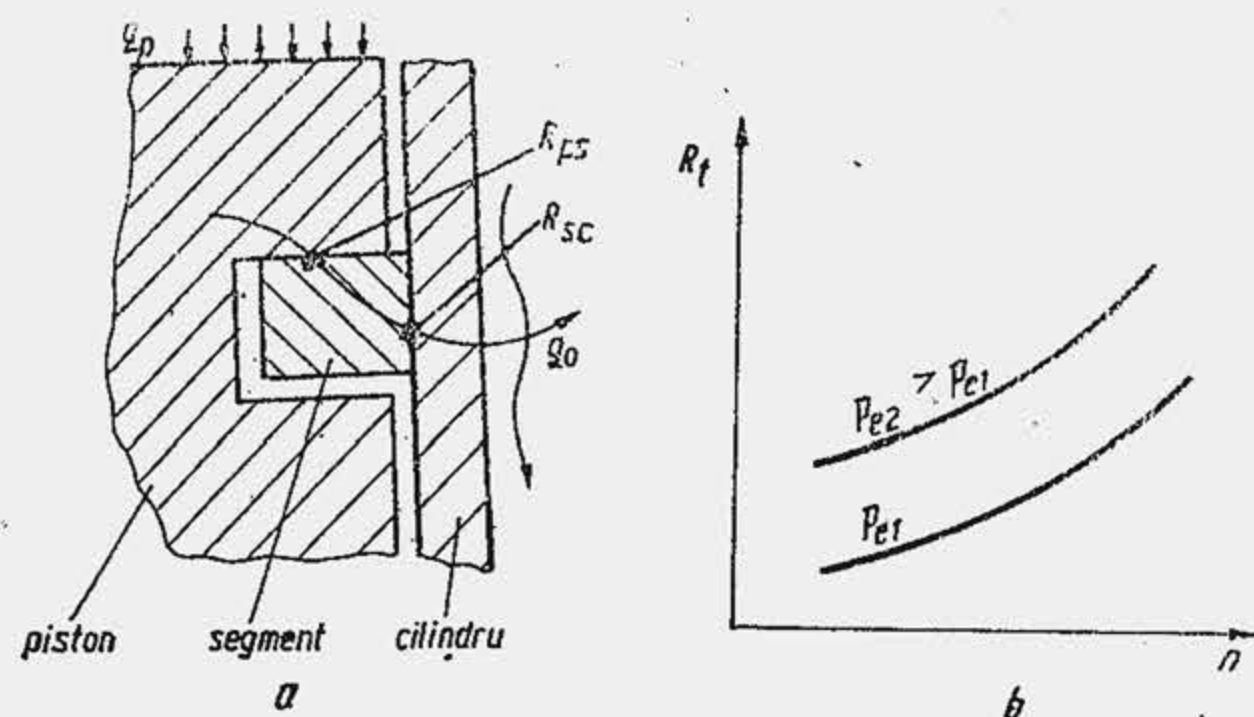


Fig. 29.5. Rezistența termică (a) și dependența ei de temperatură (b).

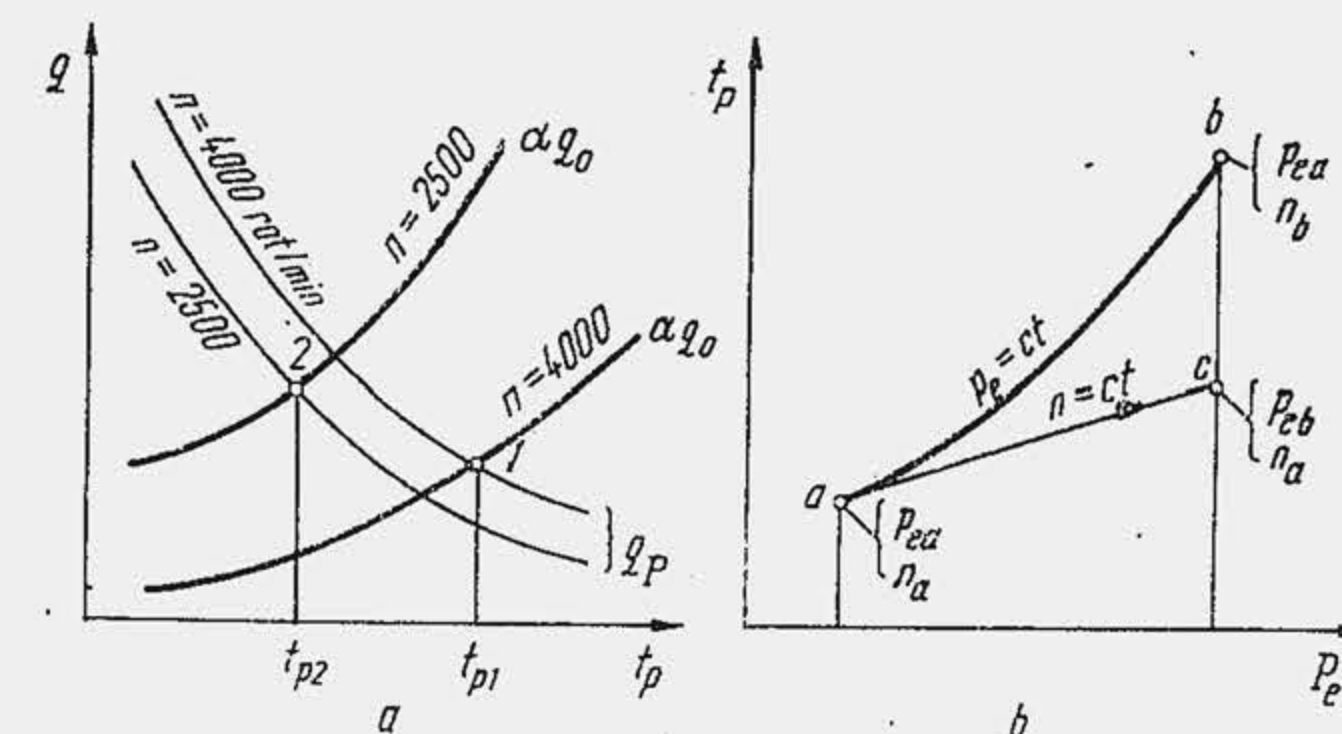


Fig. 29.6. Dependența încărcării termice de temperatura pistonului (a) și a acesteia de puterea pe cilindru (b).

tură  $t_p$ ,  $q_P = ct$ . În schimb, la aceeași temperatură  $t_p$ , densitatea fluxului evacuat  $\alpha q_0$  crește cînd  $n$  scade, deoarece se micșorează rezistența termică ( $\alpha = ct$ ). Noua stare de echilibru se stabilește pentru intersecția din punctul 2. Se observă că temperatura  $t_{p2}$  este mai mică decît  $t_{p1}$ . Așadar principalul avantaj al unui motor cu turație mai redusă este reducerea temperaturii pistonului, ceea ce ușurează mult sarcina proiectării în privința prevenirii fenomenului de blocare a segmentilor sau în privința alegerii calității uleiului de ungere. Se observă că  $t_{p2} < t_{p1}$ , deși încărcarea termică a pistonului crește. Pentru motoarele de alezaj redus, încărcarea termică nu prezintă un interes deosebit, tensiunile de origine termică fiind mici.

Mai sus s-a presupus că factorul de suprafață este invariabil. Dar  $\alpha = \pi Dh z / (\pi D^2/4)$ , sau  $\alpha \sim hz/D$  unde  $z$  este numărul de segmente. Dacă  $z \cdot h = ct$  se observă că  $\alpha$  scade cu creșterea alezajului. Deci motoarele cu alezaj mai mare, la toate celelalte condiții neschimbate evacuează mai greu fluxul de căldură, iar temperatura pistonului tinde să crească. În cazul considerat, motorul NISSAN cu un alezaj mai mic, realizează un factor de suprafață mai mare și deci un  $\alpha q_0$  mai mare. Acest avantaj e numai aparent. La creșterea turației, pentru a preveni vibrația segmentului înălțimea  $h$  trebuie micșorată (v. pag. 449), astfel că raportul  $h/D$ , eventual chiar se micșorează.

Dacă ne referim la problema a treia, pe ce cale este mai avantajos să se mărească puterea pe cilindru? s-a demonstrat și s-a verificat experimental [5] că sub aspectul stării termice a pistonului cele două procedee — mărirea lui  $p_e$  sau mărirea lui  $n$  — nu sînt echivalente și anume, procedeul care realizează sporirea puterii  $P_{e1}$  prin supraalimentare este mai avantajos deoarece temperatura pistonului crește mai încet (fig. 29.6, b). Rămîne de evaluat dacă prin supraalimentare masa (greutatea) raportată se reduce în aceeași proporție ca și prin mărirea turației.

### 29.3. UNELE PARTICULARITĂȚI ALE FORMULEI CONSTRUCTIVE

**Tipul motorului.** Unele tipuri de serviciu reclamă asemenea indici de performanță încît alegerea MAS-ului sau MAC-ului este univocă. Cazul motorului pentru turism s-a tratat în par. 25.3. În S.U.A. ponderea MAS-ului în parcul de autocamioane depășește procentul de 50%. În Europa, s-a manifestat cu pregnanță în ultimul deceniu tendința de dieselizare a parcului de



Tabela 29.2

Comparație între indicii de perfecțiune ai MAS-ului și MAC-ului

Indicele de perfecțiune	MAS	MAC
1 Consumul specific de combustibil	ridicat	redus
2 Durabilitate	redusă	ridicată
3 Prețul combustibilului	ridicat	redus (același)
4 Prețul motorului	redus	ridicat
5 Costul reparațiilor	redus	ridicat
6 Costul deservirii	redus	ridicat
7 Compactitate	redusă	ridicată
8 Putere litrică	ridicată	redusă
9 Masă (greutate) litrică	redusă	ridicată
10 Masă (greutate) raportată	redusă	ridicată
11 Siguranță în funcționare	ridicată	redusă
12 Deservire	ușoară	greă
13 Silentiozitate	ridicată	redusă
14 Mersul motorului	liniștit	violent
15 Pornirea	ușoară	greă
16 Emisiuni nocive	mai mult CO, HC	mai mult NO <sub>x</sub> , particule

autocamioane și autobuze. În transportul urban în comun precum și în transportul cu camioane de tonaj mare (peste 5...6 t sarcină utilă) se utilizează MAC-ul fără excepție, datorită consumului de combustibil mai redus și durabilității mai înalte (tab. 29.2). Există tendința de introducere a MAC-ului pe mașinile mici destinate transportului urban: taxiuri, microbuze, autocamionete.

**Numărul de timpi.** Motoarele destinate autovehiculelor sînt astăzi, cu rare excepții, motoare în patru timpi.

**Tipizarea motoarelor.** Tehnologia din zilele noastre cere organizarea producției în serie mare sau de masă. Ca urmare, uzinele au renunțat la diversificarea producției de motoare pe baza unui mare număr de modele; ele produc una sau mai multe familii de motoare, fiecare familie avînd la bază un monocilindru tip. Prin tipizarea motoarelor se înțelege realizarea unei familii de motoare cu aceleași dimensiuni fundamentale care acoperă un domeniu mare de putere prin modificarea numărului de cilindri, turației și presiunii aerului de admisiune. Uneori, motoare ale aceleiași familii se realizează prin modificări restrînse ale cursei sau alezajului. Tendința de tipizare s-a manifestat inițial în domeniul motoarelor industriale; astăzi ea s-a extins la toate tipurile de motoare. În țara noastră, tendința de tipizare a condus la crearea motorului SR-207 care reprezintă una din cele două linii de cilindri ale motorului SR-211. În prezent, producția se diversifică pe baza principalelor tipuri de motoare care se fabrică în țară (v. tab. 1.5). În tabela 29.3 se arată indicii caracteristici pentru două familii de motoare diesel pentru autovehicule, care s-a realizat prin modificarea numărului de cilindri, turației, presiunii de admisiune, diferențierea modestă a cursei sau alezajului, care nu atrag schimbări esențiale în construcție. Prin realizarea unei familii de motoare se obțin mai multe avantaje: 1) organizarea producției de serie mare la un mare număr de organe, cu un grad ridicat de tehnică și tehnologie, care devin comune tuturor motoarelor (pistonul, bolțul, segmentii, biela, cuzineții, cilindrul, supapele, injectorul etc.), ceea ce micșorează costul;

2) specializarea unor uzine constructoare pe anumite organe, subansambluri, echipamente (în țară funcționează în prezent uzine specializate pentru pistoane, segmenti, supape, carburatoare, sisteme de injecție, cuzineți, echipament de aprindere, grupuri de turbosupraalimentare, radiatoare etc.); 3) simplificarea lucrărilor de deservire și reparații; 4) o înaltă specializare a forței de muncă.

Tipizarea motoarelor implică și un dezavantaj de principiu: numai o parte din motoarele familiei ating performanțe de vîrf. Parțial, din această cauză, criteriile de încărcare termomecanică, relațiile (29.10), (29.11) și (29.12), dau abateri relativ mari pentru unele motoare.

**Numărul de cilindri.** Un număr mai mic de cilindri reprezintă o soluție cu un număr mai mic de repere, ceea ce, în principiu, înseamnă un sistem mai simplu, cu un cost mai mic, cu cheltuieli de deservire și reparații mai reduse. Pentru a nu depăși un anumit nivel de solicitare termo-mecanică, se amplifică gradul de compartimentare a litrajului, ceea ce reduce puterea pe cilindru. Un număr sporit de cilindri asigură în plus: echilibrarea mai bună a forțelor de inerție și a momentelor lor, uniformizarea momentului motor rezultat și reducerea variației vitezei unghiulare a arborelui cotit, reducerea masei raportate a motorului.

Din relația (1.19), pentru motorul în patru timpi rezultă  $P_e = ct \cdot p_e \bar{W}_p D^2$ . Se consideră că masa motorului este proporțională cu puterea a treia a alezajului,  $m_m \sim D^3$ , iar masa raportată și puterea litrică a motorului sînt

$$m_p \sim \frac{D^3}{p_e \bar{W}_p D^2}; \quad P_L \sim \frac{p_e \bar{W}_p D^2}{\psi D^3}. \quad (29.23)$$

Pentru două motoare de aceeași putere care păstrează similitudine termică ( $p_e = ct$ ) și mecanică ( $\bar{W}_p = ct$ ), rezultă că  $m_p \sim D/i$  iar  $P_L \sim 1/D\psi$  adică prin creșterea numărului de cilindri și reducerea lui  $\psi$  sau a alezajului performanțele de masă (greutate) raportată și puterea litrică se îmbunătățesc.

Pentru două motoare cu aceleași dimensiuni fundamentale (similitudine geometrică,  $D = ct$ ),  $m_p$  scade cu mărirea numărului de cilindri, ceea ce se evidențiază în tabela 29.3 pentru motoarele aceleiași uzine, care încorporează deci același nivel de tehnică și tehnologie.

**Așezarea cilindrilor.** Prin așezarea cilindrilor se influențează dimensiunile de gabarit și masa motorului. La motoarele de autovehicul soluția clasică de așezare a cilindrilor este cu cilindrii verticali în linie, deoarece asigură condiții mai bune de lucru grupului piston, în comparație cu alte scheme (frecare mai redusă și distribuție mai uniformă a uzurii), permite un montaj ușor și accesibilitate mai mare pentru servire. Răspîndirea pe scară largă a motoarelor cu cilindrii în linie trebuie explicată și prin experiența constructivă și de exploatare care s-a acumulat de-a lungul deceniilor. În țara noastră se fabrică mai multe motoare cu cilindri verticali. În planșele I, II, IV se prezintă secțiunile longitudinale și transversale prin unele motoare fabricate în România.

Între anii 1950...1970 s-a răspîndit pe scară largă MAS-ul cu 8 cilindri în V, ale cărui avantaje principale sînt reducerea lungimii motorului cu circa 30% și a masei cu 25%. Soluția s-a dovedit atît de eficientă încît MAS-ul cu 8 cilindri în linie pentru autovehicule este astăzi abandonat. În ultimii ani se asimilează în fabricație și MAC-ul cu 6 și 8 cilindri în V.



Familii de motoare diesel<sup>1</sup>

Firma-Model	$\frac{P_e/n}{\left[ \frac{\text{CP}}{\text{rot}} \right]}$ [min]	$\frac{D/S}{[\text{mm/mm}]}$	$i$	$\frac{P_e/G_m}{[\text{CP/kgf}]}$	$\frac{\psi/V_S}{[-/\text{dm}^3]}$	$\frac{P_L}{[\text{CP}]}$ [1]	$\frac{G_P/G_L}{[\text{kgf/kgf}]}$ [CP/1]	$\frac{\bar{W}_p/p_e}{[\frac{\text{m}}{\text{s}}/\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}]}$
<b>MAN (motoare pentru autovehicule)</b>								
D 2565 M/125	170/2200	125/155	5	34/665	1,24/1,9	17,9	3,9/70	11,4/7,32
D 2565 M	192/2200	125/155	5	38,4/665	1,24/1,9	20,2	3,5/70	11,4/8,26
D 2566 M	240/2200	125/155	6	40/765	1,24/1,9	21,0	3,2/67	11,4/8,59
D 2566 MT*	280/2200	125/155	6	46,6/785	1,24/1,9	24,5	2,8/69	11,4/10,0
D 2538 M	256/2500	125/130	8	32/760	1,04/1,6	20,0	3,0/59	10,8/7,2
D 2538 MT*	320/2500	125/130	8	40/790	1,04/1,6	25,0	2,5/62	10,8/9,0
D 2530 MX	320/2500	125/130	10V	32/920	1,04/1,6	20,0	2,9/58	10,8/7,2
D 2530 MTE*	400/2500	125/130	10V	40/990	1,04/1,6	25,0	2,5/62	10,8/9,0
D 2542 MTE*	525/2300	125/142	12V	43,7/1120	1,14/1,74	25,1	2,1/58	10,9/9,8
<b>MWM (motoare pentru autovehicule și utilizări industriale)</b>								
D 327-2	33,5/3000	100/120	2	16,7/240	1,2/0,94	17,8	7,2/127	12/5,3
D 327-3	50/3000	100/120	3	16,7/285	1,2/0,94	17,7	5,7/101	12/5,3
D 327-4	67/3000	100/120	4	16,7/325	1,2/0,94	17,8	4,8/86	12/5,3
D 327-6	101/3000	100/120	6	16,8/425	1,2/0,94	17,9	4,2/75	12/5,3
D 917-2	30/2500	100/120	2	15/240	1,2/0,94	16,0	8,0/127	10/5,8
D 917-3	45/2500	100/120	3	15/285	1,2/0,94	16,0	6,3/101	10/5,8
D 917-4	60/2500	100/120	4	15/325	1,2/0,94	16,0	5,4/86	10/5,8
D 917-6	81/2500	100/120	6	13,5/425	1,2/0,94	14,4	5,2/75	10/5,2
D 226-2	37/3000	105/120	2	18,5/240	1,14/1,04	17,8	6,5/115	12/5,3
D 226-3	56/3000	105/120	3	18,7/285	1,14/1,04	17,9	5,1/91	12/5,3
D 226-4	74,5/3000	105/120	4	18,6/345	1,14/1,04	17,9	4,6/83	12/5,3
D 226-6	112/3000	105/120	6	18,7/445	1,14/1,04	17,9	4,0/71	12/5,3
TD 226-6*	143/2500	105/120	6	23,8/465	1,14/1,04	22,9	3,3/75	10/8,2
D 916-2	33/2500	105/120	2	16,5/240	1,14/1,04	15,9	7,3/115	10/5,7
D 916-3	49/2500	105/120	3	16,3/285	1,14/1,04	15,7	5,8/91	10/5,7
D 916-4	66/2500	105/120	4	16,5/345	1,14/1,04	15,8	5,2/115	10/5,7
D 916-6	100/2500	105/120	6	16,7/445	1,14/1,04	16,0	4,8/71	10/5,8
D 232-V6	162/2500	120/130	6V	27/750	1,08/1,47	18,4	4,6/85	10,8/6,6
D 232-V8	216/2500	120/130	8V	27/900	1,08/1,47	18,4	4,2/76	10,8/6,6
D 232-V12	324/2500	120/130	12V	27/1250	1,08/1,47	18,4	3,8/71	10,8/6,6
TD 232-V6*	220/2500	120/130	6V	36,7/775	1,08/1,47	24,9	3,5/88	10,8/9,0
TD 232-V8*	292/2500	120/130	8V	36,5/960	1,08/1,47	24,8	3,3/82	10,8/9,0
TD 232-V12*	440/2500	120/130	12V	36,7/1300	1,08/1,47	24,9	3,0/74	10,8/9,0
TBD 232-V12*	500/2300	120/130	12V	41,7/1360	1,08/1,47	28,3	2,7/77	10/11,1

<sup>1</sup>) Diesel and Gas Turbine Catalogue 1978.

\* Motoare supraalimentate.

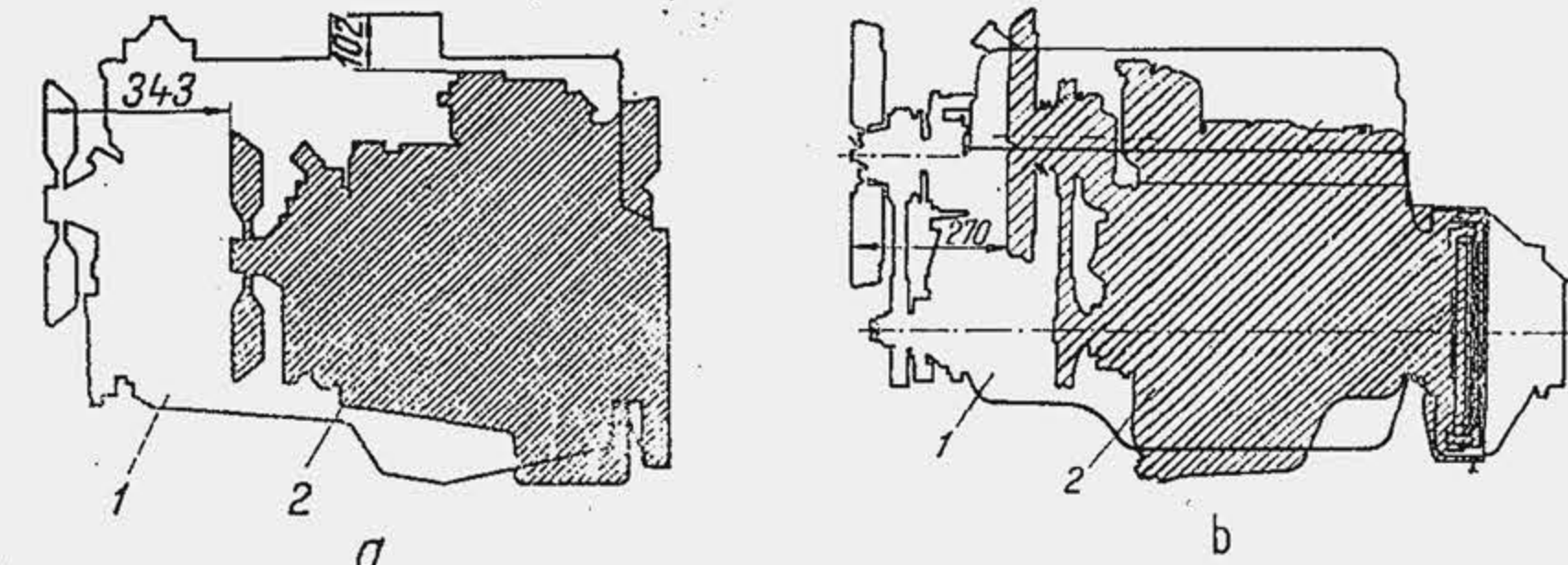


Fig. 29.7. Comparatie între gabaritele unor motoare de aceeași putere cu cilindri în linie (1) și cilindri în V (2) a - MAS 8 cilindri; b - MAC 6 cilindri.

Reducerea înălțimii motoarelor se obține în prezent fie prin ameliorarea soluției clasice — motoare cu cilindri în linie înclinati, motoare cu cilindri în V, cu  $\gamma = 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$  și  $180^\circ$  — fie prin înlocuirea ei cu un motor orizontal, cu cilindri în linie sau cu cilindri opuși (unghiul veului  $180^\circ$ ).

**Fortarea motoarelor.** Reducerea dimensiunilor de gabarit și a consumului de metal s-a obținut în decursul timpului prin fortarea motoarelor, adică prin dezvoltarea unei puteri tot mai ridicate pe unitatea de cilindree (mărirea presiunii medii  $p_e$  și a turației  $n$ ) și realizarea cilindrului unitare cu o masă cât mai mică. Ce rezerve au în prezent motoarele pentru autovehicule, de îmbunătățire a indicilor de performanță? După 15 ani de activitate, s-a realizat motorul diesel de mare putere, Teledyne Continental Motors, de 1100 kW (1500 CP), cu raport de comprimare variabil ( $\epsilon = 9 \dots 16$ ), răcit cu aer, cu dimensiuni fundamentale mici ( $S \cdot D = 127 \cdot 127,8$  mm) cu

Tabela 29.4

Modificările aduse unui motor cu aprindere prin scintee de turism, pentru a-i dubla puterea\*

Ordinea modificării	Natura modificării	Rezultatul, în kW (CP)
Prima modificare	Turația crește la 4 750 rot/min; se montează trei carburatoare în loc de unul	$P_e = 62,5(85)$
A doua modificare	Turația crește la 5 500 rot/min; raportul de comprimare este sporit la 8,5; se optimizează profilul camelor	$P_e = 73,5(100)$
A treia modificare	Se mărește diametrul supapei de admisiune, ceea ce sporește secțiunea de trecere cu 26,5%	$P_e = 92,6(126)$
A patra modificare	Turația crește la 5 750 rot/min; se șlefuiesc canelele de curgere din dreptul supapei, se uniformizează puterea pe cilindri; se asigură formă aerodinamică obturatorului	$P_e = 97(132)$
A cincea modificare	Raportul de comprimare crește la 9,5; se înlocuiește filtrul de aer cu un deflector; se micșorează masa volantului	$P_e = 110(150)$

\* Date inițiale:  $P_e = 55$  kW (75 CP) la 4 200 rot/min;  $\epsilon = 7,5$ ;  $V_t = 2$  dm<sup>3</sup>.

În figura 29.7 se arată comparativ gabaritele unor motoare de aceeași putere, cu cilindri în linie și în V. Reducerea lungimii motorului permite totodată mărirea rigidității arborelui cotit, îndepărtarea pericolului de rezonanță și în unele cazuri, eliminarea amortizorului de vibrații torsionale. Soluția de motor cu 8 cilindri în V (planșa III) a fost introdusă în fabricație în țară, cu prilejul înlocuirii motorului SR-101 cu 6 cilindri în linie, în anul 1965. Motoarele de autovehicule cu 10 și 12 cilindri, apelează curent la soluție de motor în V.



supraalimentare înaltă ( $p_s = 3\,200$  mm Hg) și răcire intermediară, care dezvoltă un lucru mecanic specific foarte ridicat ( $p_e = 23,5$  daN/cm<sup>2</sup>), la turația  $n = 2\,600$  rot/min. Motorul cu cei 16 cilindri în V are masa numai de 2 032 kg, ceea ce înseamnă că realizează o masă raportată  $m_p = 1,86$  kg/kW. Motorul de curse Porsche (v. pag. 924) realizat în 1973, cu 12 cilindri supraalimentați, dezvoltă  $P_{e1} = 69$  kW/cil și are  $m_p = 0,35$  kg/kW. Aceste realizări extreme, ca și altele, de neimaginat astăzi pe un motor de serie, arată că există mari rezerve, care se vor pune în valoare pe măsura progreselor ce se vor realiza în domeniile tehnologiei, materialelor, ungerii etc.

Experiența arată că perioada de fabricație a unui motor nou este în medie de 10...12 ani. De aici rezultă necesitatea prevederii rezervelor de îmbunătățire a unui motor introdus în fabricație, precum și necesitatea dezvoltării continue a lucrărilor de perfecționare. De exemplu s-a fabricat inițial un motor diesel industrial tip Rolls-Royce cu  $P_{e1} = 29,4$  kW/cil, apoi, i s-a mărit puterea la  $P_{e1} = 50$  kW, iar motorul a fost destinat autovehiculelor. În a treia etapă motorul a fost forțat pentru a echipa un tanc și s-a ajuns la  $P_{e1} = 73,5$  kW cu  $c_{emin} = 210$  g/kWh. În tabela 29.4 se arată căile prin care s-a dublat puterea unui MAS de turism.

#### 29.4. REGIMURILE FUNCȚIONALE PENTRU CALCULUL DE PROIECTARE

Nivelul de încărcare a organelor este determinat de regimurile de funcționare a motorului. Se disting mai multe regimuri caracteristice în care nivelul de încărcare atinge valori superioare și anume: regimul de putere maximă, regimul de moment maxim și regimul de turație maximă.

Regimul de putere maximă, punctul  $R_P$  de coordonate  $P_{emax}, n_P$  (fig. 29.8), se situează pe caracteristica de sarcină totală. La motoarele fără limitator sau regulator, turația corespunzătoare acestui regim este turația vîrfului de putere; la motoarele cu limitator sau regulator, turația coincide cu valoarea la care intră în funcțiune dispozitivul de limitare a ei.

În regimul de putere maximă organele motorului sînt încărcate simultan de forța de presiune și de forțele de inerție, apropiate de valorile maxime, ceea ce permite să se verifice atît siguranța în funcționare, prin evaluarea

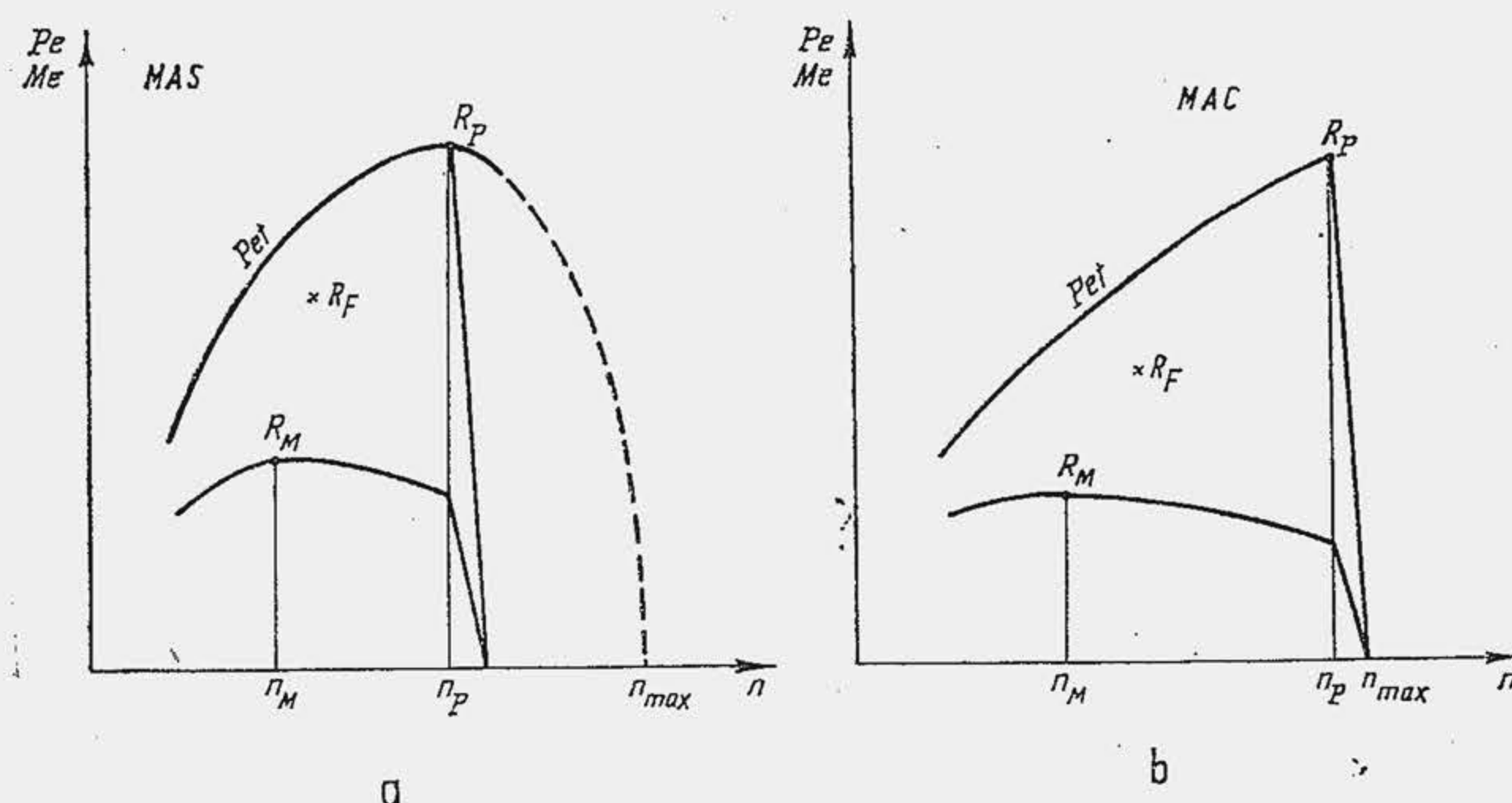


Fig. 29.8. Regimurile de calcul al motoarelor.

gradului de solicitare mecanică, cît și durabilitatea, prin evaluarea presiunilor specifice. În regimul de putere maximă gradul de încărcare termică a organelor atinge valorile cele mai înalte, deoarece se evacuează fluxuri mari de căldură. În organele motorului apar tensiuni și deformări suplimentare, gradul de încălzire a uleiului atinge un nivel înalt, proprietățile materialului se modifică astfel încît sînt afectate în plus siguranța în funcționare și durabilitatea (pericolul de gripaj).

Regimul de moment maxim, punctul  $R_M$  de coordonate  $M_{emax}, n_M$ , se situează pe caracteristica de sarcină totală la turația corespunzătoare vîrfului de moment. În regimul de moment maxim, presiunea maximă în ciclu înregistrează o creștere de 10...25% față de valoarea corespunzătoare regimului precedent; pe de altă parte, turația fiind aproximativ jumătate din turația de putere maximă, forțele de inerție se reduc corespunzător, de circa patru ori, devenind neglijabile. Întrucît forțele de inerție descarcă în unele cazuri organele motorului de eforturile create de forța de presiune, rezultă că aceasta din urmă poate crea solicitări superioare în acest regim.

Regimul de turație maximă, de coordonate  $P_e = 0, n = n_{max}$ , se situează la intersecția caracteristicii de sarcină totală cu axa abscisei. Un asemenea regim se realizează, de exemplu, la ambalarea motorului. Motorul funcționează în gol astfel încît forțele de presiune sînt neglijabile, iar forțele de inerție au valoarea maximă, din care cauză siguranța în funcționare poate fi compromisă. Pentru calcul se admite  $n_{max} = 1,4...1,6n_P$ , cînd motorul nu are limitator, și  $n_{max} = 1,1...1,2n_P$ , cînd motorul este echipat cu limitator sau regulator.

Cînd se dezvoltă un calcul la solicitări statice sau se determină deformările pieselor produse de solicitarea mecanică și termică, regimurile de vîrf  $R_P$  și  $R_M$  sînt fundamentale, deoarece ele pun în evidență forța de presiune cea mai mare și temperaturile cele mai înalte din piese. Dacă se dezvoltă un calcul de rezistență la solicitări variabile, atunci, în lumina cunoștințelor noi din domeniu, regimurile  $R_P$  și  $R_M$  implică introducerea unui factor de corecție, pentru rezistența la oboseală  $\sigma_{-1}$ .

Motoarele pentru autovehicule se construiesc cu o mare rezervă de putere, din care cauză ating rar regimul de putere maximă la sarcina totală. Expri-mînd durata regimului de funcționare (în procente) pentru diferite sarcini dezvoltate de motor în exploatare, se observă (fig. 29.9, a) că frecvența cea mai mare o înregistrează regimurile de 40...60% din sarcina plină. Experiențe efectuate cu un autocamion de 4 t sarcină utilă arată că în aproape 90% din durata totală de funcționare (b), motorul n-a depășit 60% din sarcina lui; nu s-a observat funcționarea motorului în sarcini mai mari ca

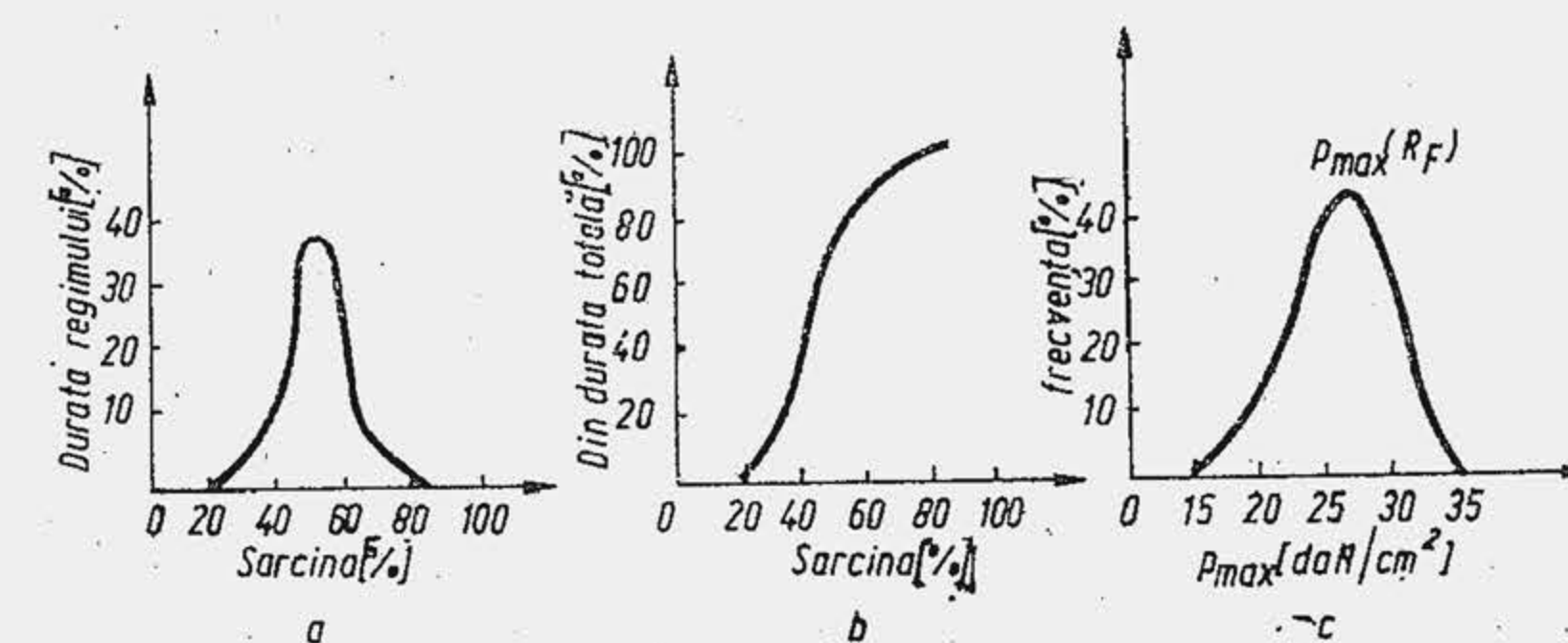


Fig. 29.9. Frecvența și durata regimurilor de funcționare în exploatare.



84%, iar durata regimurilor cu sarcina peste 80% era practic neînsemnată. Astfel, solicitarea organelor mecanismului motor în regimurile  $R_P$  și  $R_M$  se produce rar. Modificarea frecvență a sarcinii și turației, are loc aleator, în raport cu cerințele de înaintare a autovehiculului. Ca urmare și încărcarea organelor mecanismului motor cu forțe și momente reprezintă un *proces aleator*. Cunoștințele noi privind fenomenul de oboseală arată că un organ de mașină se comportă distinct la o solicitare aleatoare față de o solicitare deterministă.

În mod curent se compară eforturile unitare cu rezistența la oboseală determinată pe *curba lui Wöhler*. Încercările de tip Wöhler se fac în condițiile în care solicitarea variază între două limite fixe,  $\sigma_{max}$ ,  $\sigma_{min}$  și are amplitudinea  $\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$ . Ele conduc la concluzia că solicitarea piesei pentru ciclul simetric trebuie să fie inferioară rezistenței la oboseală  $\sigma_{-1}$ , pentru ca piesa să suporte un număr nelimitat de cicluri. În exploatare, la o încărcare aleatoare (pentru un motor, forțele  $F_P$  și  $F_A$  variază cu sarcina și turația), amplitudinea  $\sigma_a$  este la rîndul ei *aleatoare*. Cercetările privind solicitările aleatoare, care au început cu patru decenii în urmă și s-au dezvoltat în domeniul construcțiilor de avioane și autovehicule, au luat o mare amploare. Ele sînt prezentate sistematic în lucrarea [2], apărută recent, din care s-au desprins cîteva idei de bază, care ar urma să-și facă loc și în domeniul proiectării motoarelor pentru autovehicule.

Se notează cu  $R_P$  regimul cel mai frecvent de funcționare (v. fig. 29.8), de putere  $P_{eP}$ , moment  $M_{eP}$ , turație  $n_P$  și se observă că el este departe de regimurile  $R_P$  și  $R_M$ . Într-o primă aproximație, succesiunea regimurilor funcționale ale unui motor pentru autovehicule se poate reprezenta ca un proces aleator, de tip gaussian. Presiunea maximă din cilindru, care determină în parte solicitarea organelor mecanismului motor, este proporțională cu presiunea medie  $p_e$ , definită de succesiunea regimurilor funcționale; rezultă că pe baza curbei de distribuție a regimurilor funcționale se poate construi curba de distribuție a frecvenței absolute a presiunii  $p_{max}$  (fig. 29.9, c), a forței maxime de presiune și prin urmare a eforturilor unitare  $\sigma_p$  produse de ea (fig. 29.10, a). La încercarea de tip Wöhler efortul unitar  $\sigma_W$  este

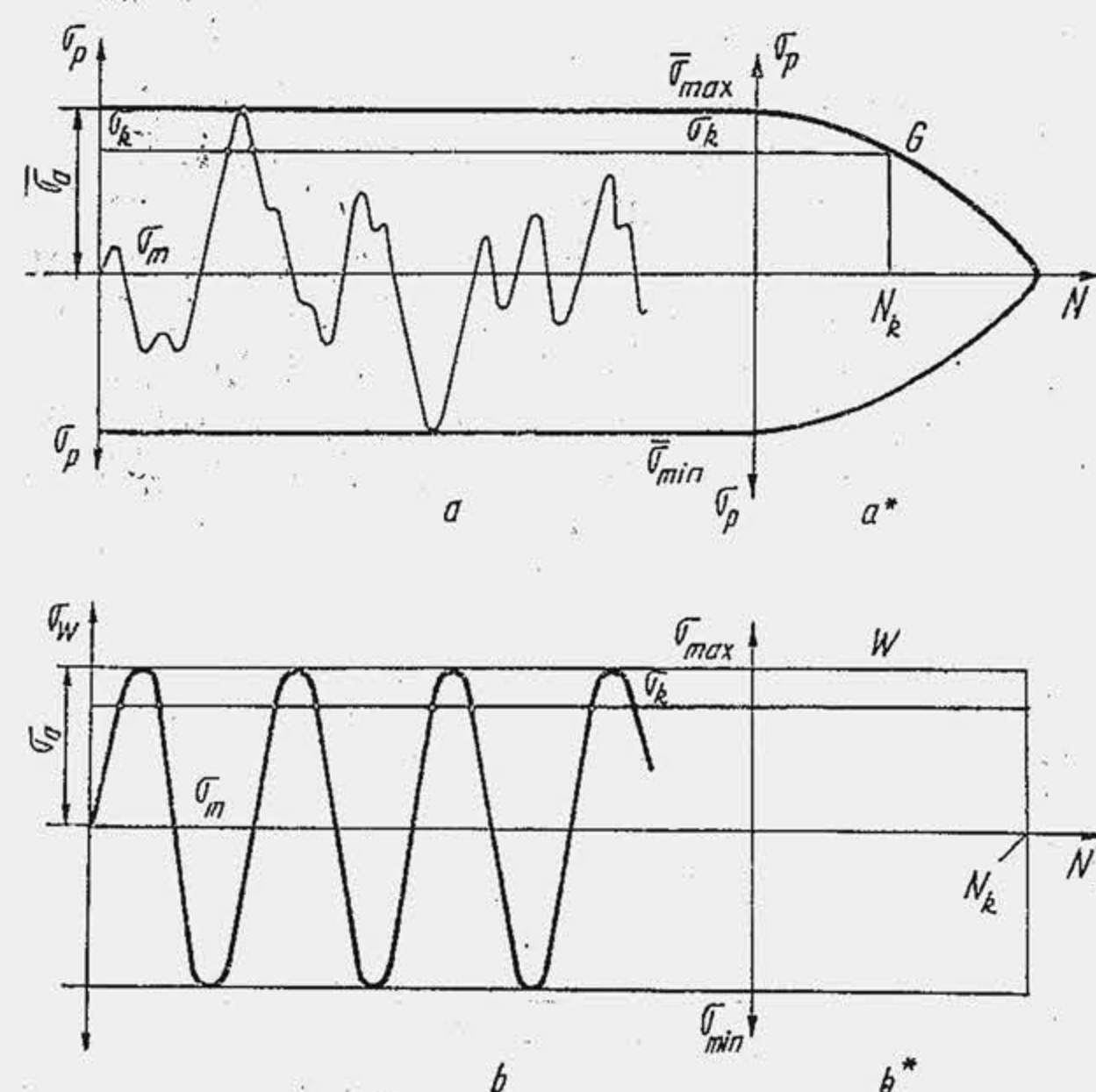


Fig. 29.10. Încărcare aleatoare (a) și încărcare deterministă (b).

sinusoidal, de amplitudine constantă  $\sigma_a$  (fig. 29.10, b), iar numărul de treceri  $N_k$ , prin un nivel de solicitare de amplitudine  $\sigma_k$  este constant și se reprezintă într-o diagramă  $\sigma_W \times N$  prin o dreaptă  $W$ , paralelă la axa abscisei (fig. 29.10, b). Când încărcarea este aleatoare, numărul de treceri  $N_k$  prin nivelul de amplitudine  $\sigma_k$  este cu atât mai mare cu cât  $\sigma_k$  este mai mic. La limită, când amplitudinea este nulă, adică piesa este încărcată cu solicitarea medie  $\sigma_m$ , se înregistrează numărul maxim de treceri  $N_0$ ; la cealaltă extremitate este cazul când se înregistrează o singură trecere pentru solicitarea de amplitudine maximă  $\sigma_a(a)$ . Dacă se reprezintă dependența  $\sigma_k \times N_k$  se obține *curba de distribuție a frecvențelor*

*absolute*. Este mai convenabil să se reprezinte dependența  $\sigma_k \times H_k$  unde  $H_k$  reprezintă numărul total de treceri prin toate nivelele de amplitudine cuprinse în intervalul  $\sigma_a - \sigma_k$ . În acest caz se obține *curba de distribuție a frecvențelor absolute cumulate* (fig. 29.10, a), curba  $G$ , dacă procesul aleator este de tip gaussian, adică ascultă de o lege de distribuție normală a frecvențelor.

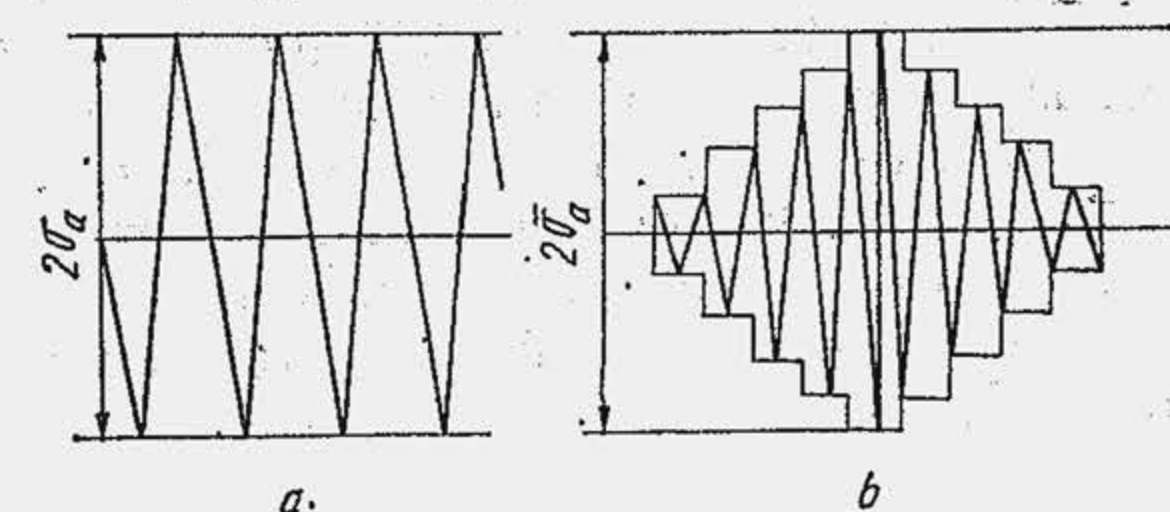
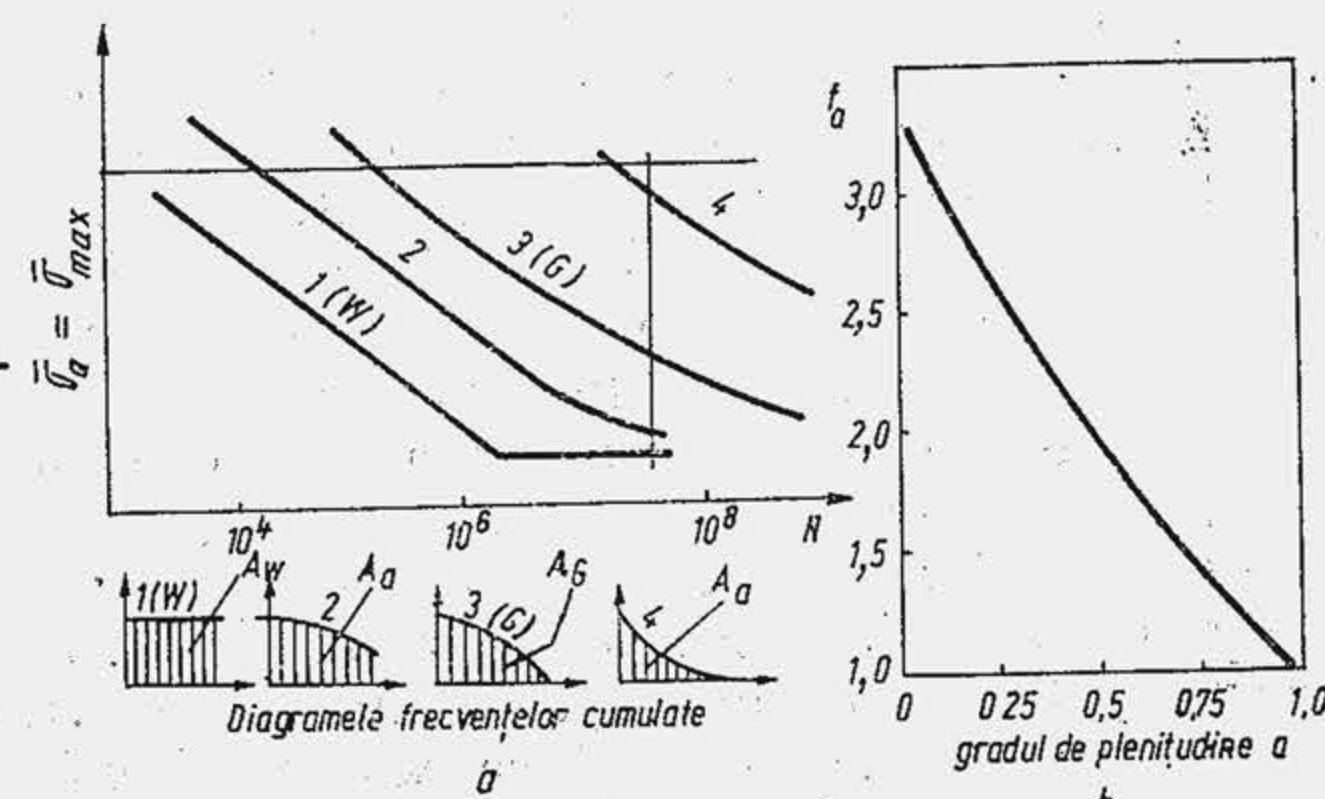


Fig. 29.11. Ciclul de încărcare Wöhler (a) și în trepte (b).

Încărcarea aleatoare a unor eprubete în comparație cu încărcarea de tip Wöhler (fig. 29.11, a) se efectuează pe baza unui program de încărcare, alcătuit din trepte de încărcare, de amplitudini diferite (b). Rezultatul cel mai semnificativ al încărcării unei eprubete cu trepte diferite de amplitudine este că, la același număr de cicluri cu încărcare de tip Wöhler, amplitudinea maximă și caracteristica stării limită, *rezistența la oboseală* au valori mai ridicate. Aceasta înseamnă că efortul unitar din piesă, care apare în exploatare la un proces aleator de încărcare, trebuie comparat cu o rezistență la oboseală sporită, ceea ce permite reducerea dimensiunilor piesei. Se numește *rezistență în exploatare* rezistența la oboseală determinată pentru un proces aleator de încărcare, care reproduce condițiile de solicitare ce apar în exploatare. Dacă se notează rezistența în exploatare cu  $\sigma_1$  și se compară cu rezistența la oboseală  $\sigma_{-1}$ , se observă că  $\sigma_1 > \sigma_{-1}$  sau  $\sigma_1 = f_a \sigma_{-1}$  unde  $f_a$  este un factor supraunitar, numit *factorul de amplificare* a rezistenței la oboseală. S-a constatat că  $\sigma_1$  depinde de aceiași factori care influențează și pe  $\sigma_{-1}$ , la care se adaugă factorii care influențează factorul de amplificare  $f_a$ , dintre care, cel mai important este gradul de abatere a procesului aleator de încărcare, de la procesul staționar de încărcare. Într-un proces aleator curba de distribuție a frecvenței cumulate limitează o arie  $A_a$  (aria hașurată) în diagrama  $\sigma \times N$  (curbele 1, 2, 3 și 4, fig. 29.12, a). La o încercare de tip Wöhler (proces staționar), dreapta  $W$  limitează aria maximă  $A_W$  (aria unui dreptunghi). Se numește *grad de plenitudine* a diagramei  $\sigma \times N$ , raportul  $a = A_a/A_W$ . Gradul de plenitudine depinde de caracterul procesului aleator, care, numai în unele cazuri este de tip gaussian (curba  $G$ , fig. 29.12). S-a stabilit experimental că rezistența la oboseală depinde de gradul de plenitudine  $a$  (fig. 29.12, a) și anume, cu cât  $a$  este mai mic cu atât rezistența

Fig. 29.12. Rezistența în exploatare (a) și factorul de amplificare (b).





la oboseală este mai mare. A rezultat astfel că factorul de amplificare crește cu scăderea lui  $a$  (fig. 29.12, b). În prezent, nu există informații cu privire la curba de distribuție a frecvențelor pentru forța de presiune (influența sarcinii) sau pentru forța de inerție  $F_A$  (influența turației) care acționează asupra organelor mecanismului motor. Determinarea caracteristicii procesului aleator de încărcare a mecanismului motor (gradul de plenitudine  $a$ ) și a factorului de amplificare  $f_a$  va permite reducerea, în continuare, a masei motorului.

## 29.5. CERCETAREA ȘTIINȚIFICĂ ÎN DOMENIUL MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE

**Tipuri de cercetare.** Prin analogie cu tipurile generale de cercetare științifică — cercetarea fundamentală, aplicativă și de dezvoltare — se admite că tipurile de cercetare din domeniul motoarelor cu ardere internă se grupează în aceleași clase.

**Cercetarea fundamentală** urmărește descoperirea de cunoștințe noi despre fizica și chimia arderii, curgerea gazelor în regimuri variabile, fenomenele dinamice din conducte, schimbul de căldură și masă, proprietățile materialelor și comportarea acestora în condiții specifice de solicitare, combustibili și lubrifianți etc. Asemenea cercetări, care se efectuează în institute specializate și universități, depășesc în general cadrul definit de motorul cu ardere internă, dar cunoștințele pe care le dobândesc se transferă în domeniu, în cursul cercetării aplicative.

**Cercetarea aplicativă** caută soluții tehnice noi, pornind de la cunoștințele puse în lumină de diferitele ramuri ale științelor fizico-chimice, dar, adeseori, ea însăși produce cunoștințe noi. Printre cercetările aplicative s-ar număra acelea care urmăresc să descopere modalitățile de ardere a amestecurilor sărace în motorul cu aprindere prin scînteie, de reducere a întîrzierii la aprindere și a duratei de formare a amestecului în MAC. Cercetarea aplicativă se desfășoară în laboratoare, pe modele care simulează condițiile din motor sau direct pe motoare, cel mai adesea pe monocilindri experimentali. Ea se concentrează asupra unui singur fenomen sau proces, asupra unui organ sau a unui subsansamblu.

**Cercetarea de dezvoltare** se referă la formula constructivă a motorului. Ea reunește pe un motor soluțiile tehnice avansate, puse la punct independent, în laboratoare, în cadrul cercetării aplicative și creează motoare cu performanțe îmbunătățite. Cercetarea de dezvoltare se întrepătrunde uneori cu cercetarea aplicativă, dar obiectul ei principal îl constituie o nouă formulă constructivă, sau, în orice caz ameliorarea unei formule constructive existente, care va atinge performanțe superioare de masă raportată, putere litrică, consum specific, durabilitate, silențiozitate, de gaze curate de evacuare. Cercetarea de dezvoltare se împletește cu proiectarea de concepție și proiectarea de execuție. Produsul final este un motor executat în ateliere specializate (atelier de prototipuri), care dispun de o tehnologie și o forță de muncă de înaltă calificare. Motorul poartă denumirea de model experimental și servește inițial pentru verificarea elementelor componente: procedeele de formare a amestecului și ardere, mecanismul motor, sistemele auxiliare etc. Cînd modelul experimental atinge un nivel acceptabil de funcționare, el servește pentru verificarea concepției de proiectare în câteva compo-

nente fundamentale ale ei, care se referă la soluția energetică, soluția mecanică, soluția antipoluantă (fiabilitatea pretinde cercetări de durată care se efectuează într-o altă etapă). Soluția energetică se verifică prin determinarea a trei mărimi de bază (fig. 29.13), care caracterizează eficiența procesului de ardere ( $\eta_i$ ), eficiența procesului de schimbare a gazelor ( $\eta_v$ ) și perfecțiunea proceselor de frecare ( $\eta_m$ ) mecanică și gazodinamică (pompa). Soluția mecanică se verifică printr-un ansamblu de măsurări privind eficiența etansării (consum de ulei, scăpare de gaze în carter), nivelul de zgomot și nivelele și diferențele de temperatură, nivelul deformațiilor, tensiunilor, vibrațiilor, ungerea. Soluția antipoluantă se verifică prin evaluarea concentrațiilor de noxe din gazele de evacuare.

Pentru verificarea concepției de proiectare s-a dezvoltat o tehnică adecvată de măsurare care permite determinarea simultană sau succesivă a zeci de mărimi (presiuni, diferențe de presiuni, temperaturi, alungiri, deplasări, viteze etc.), care caracterizează fenomenele și procesele ce se verifică și se analizează. Se dispune deja, în acest scop, de o tehnică de măsurare standard de mare precizie, produsă de uzine specializate. După încercarea modelului experimental se trece la analiza rezultatelor, care reprezintă o operație complexă, de înaltă competență și rafinament, deoarece ea trebuie să evalueze în final concepția de proiectare, să descopere în care compartimente ale motorului trebuie acționat pentru perfecționare. Prin amploarea investigației, încercarea pentru verificarea formulei constructive stă la baza cercetărilor ulterioare de dezvoltare a motorului.

Sub aspectul volumului de cercetare, istoria dezvoltării motoarelor diesel pentru autovehicule se împarte în trei etape. Prima etapă (1920...1945) se caracterizează prin aceea că alegerea construcției era rezultatul unui număr mic de măsurări pe motor și încercări ale motorului; a doua etapă (1945...1965) se caracterizează prin încercarea întregului motor și a organelor lui, pe baza unui mare număr de puncte de măsurare; a treia etapă, din 1965 pînă în prezent, se caracterizează prin utilizarea largă a unor instalații complexe (echipament pentru măsurarea și înregistrarea presiunii în cilindru și galerii, echipament pentru înregistrarea simultană a 30...40 de temperaturi, echipament electronic sau cu comandă electronică pentru măsurarea sarcinii și turației motorului, echipament pentru înregistrarea simultană a deformațiilor și vibrațiilor, echipament pentru înregistrarea poluării chimice și sonore etc.) care permit analiza teoretică a proceselor, adeseori, cu ajutorul calculatoarelor numerice. Pe această cale se scurtează sensibil timpul necesar pentru verificarea și ameliorarea formulei constructive a motorului.

**Particularități ale activității de cercetare.** Programul de cercetare definește obiectivul cercetării, termenele de execuție, mijloacele materiale ale cercetării.

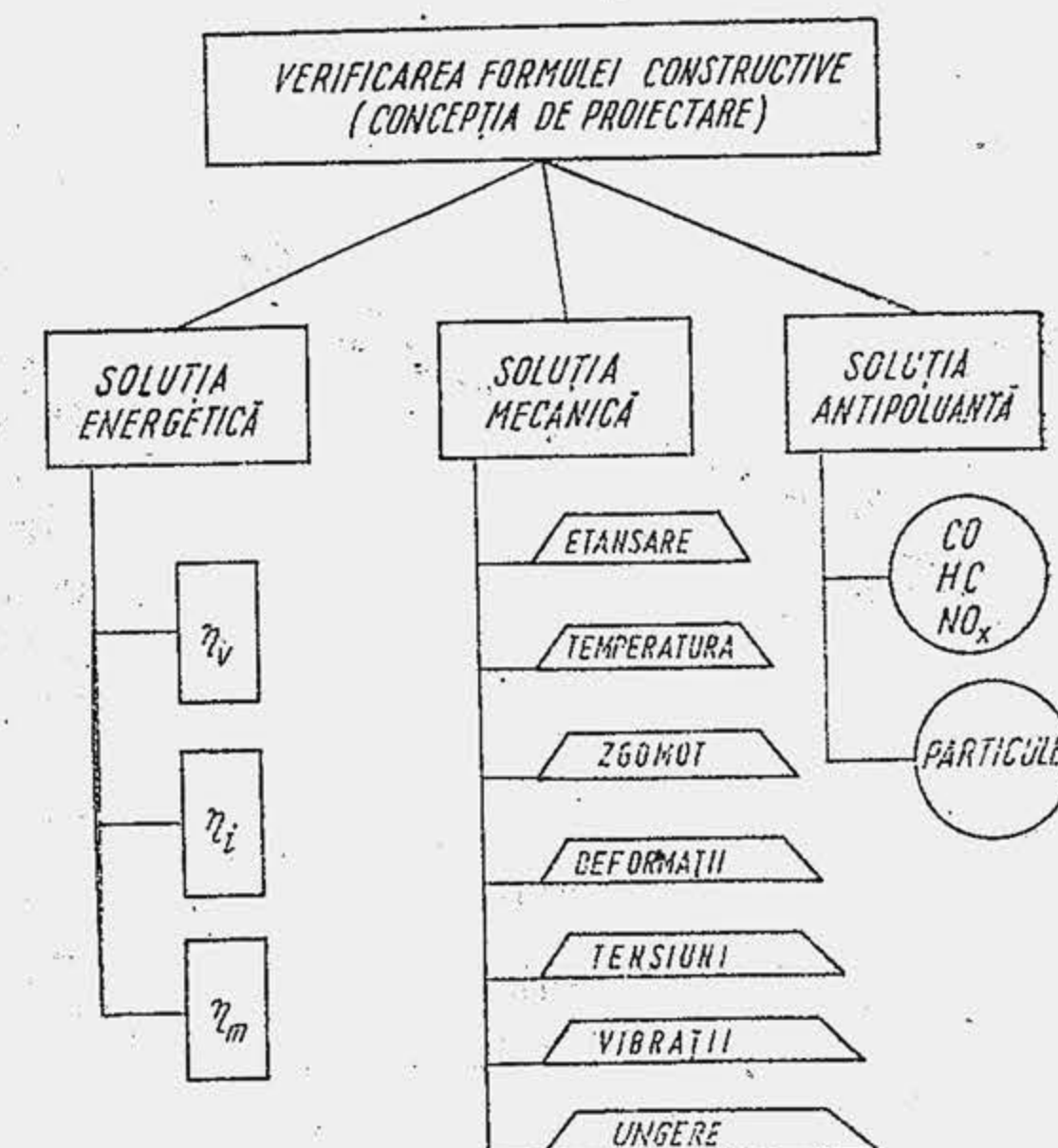


Fig. 29.13. Schema de organizare a cercetării pentru verificarea concepției de proiectare.



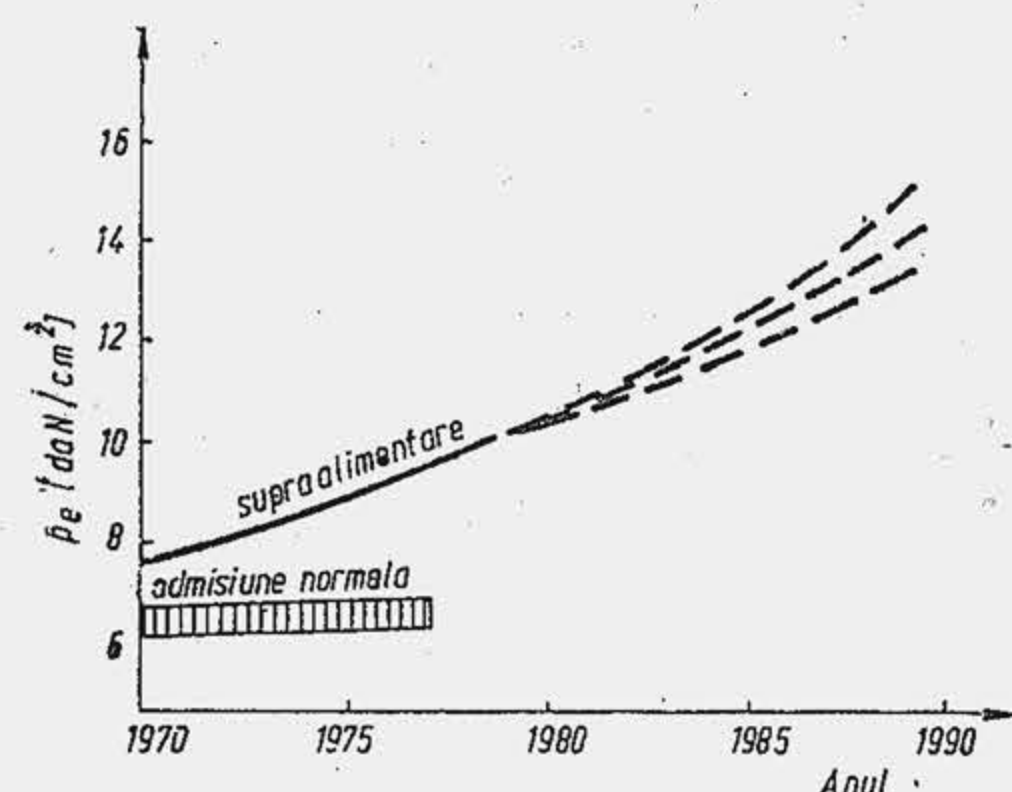


Fig. 29.14. Prognostic pe baza metodei de explorare.

vehicule grele să dezvolte un lucru mecanic specific de  $15 \text{ daN/cm}^2$  (fig. 29.14). Fiind cunoscute dificultățile pe care le implică supraalimentarea la motoarele rapide, cercetarea își propune să găsească soluțiile care vor asigura un nivel de temperatură și încărcare termică a pistonului, acceptabile pentru materialele și uleiurile de la sfârșitul deceniului următor. *Metoda normativă* fixează, în funcție de nevoi, pornind de la un anumit nivel de cunoaștere, de tehnică și tehnologie, un obiectiv și un termen (v. prognoza pentru economia de combustibil, pag. 869). Apoi, cercetarea se organizează pentru a atinge norma fixată, care de astădată poate să reprezinte o soluție nouă, nerealizată în trecut. De exemplu, dezvoltarea actuală a electronicii lasă să se întrevadă posibilitatea realizării unor reglaje optime de aprindere, de dozaj, de temperatură a lichidului de răcire, în raport cu sarcina și turația, prin comandă electronică. Se formulează un program de cercetare care-și propune ca în decurs de un deceniu să asigure realizarea unor motoare cu aprindere prin scînteie cu comandă electronică programată (microprocesoare) a reglajelor.

*Mijloacele materiale ale cercetării* se referă la modelul care se cercetează, tehnica de măsurare, costul. Modelul de cercetare se realizează în limitele nivelului de tehnică existent. Este de preferat ca cercetarea să înceapă cu modelul cel mai simplu (un recipient cu aer la presiunea mediului ambiant în care se injectează combustibil pentru studiul caracteristicilor jetului; simplificările se elimină apoi treptat, pînă se ajunge la condiții de experimentare apropiate de acelea din cilindru: recipientul e pus sub presiune, inițial cu azot, pentru a preveni aprinderea jetului, sau cu aer, dar se injectează un lichid neinflamabil; apoi, se generează în recipient o mișcare organizată sau turbulentă; în final se asigură condiții pentru declanșarea aprinderii). Sofisticarea treptată a modelului este de dorit cînd experiența inițială a cercetătorului în domeniu este redusă, dar ea este legată și de un anumit nivel de tehnologie și tehnică de măsurare.

O problemă mai complexă decît modelul este tehnica de măsurare care trebuie să evidențieze fapte noi și să posede un grad ridicat de precizie. Echipamentul de investigație este costisitor și pretinde un interval mare de timp pentru punerea lui la punct. La începutul deceniului al șaptelea tehnica de măsurare nu era pregătită să pună în evidență concentrațiile mici de noxe din gazele de evacuare. În jurul anilor '70, tehnica de măsurare, bazată pe spectroscopia de masă, cromatografia de gaze, spectroscopia în infraroșu și ultraviolet, ionizarea în flacără, chemiluminiscența era deja pusă

Obiectivul cercetării se formulează adeseori pe baza studiilor de prognoză, care se elaborează prin metoda de explorare și metoda normativă. *Metoda de explorare* ordonează rezultatele anterioare pe o scară a timpului și desprinde tendința de viitor prin extrapolare, pînă la o anumită dată, care ajunge și termen al programului de cercetare. De exemplu, există în prezent o tendință evidentă de creștere a presiunii medii efective la motoarele pentru autovehicule prin supraalimentare. Prin extrapolarea realizărilor ar fi de așteptat ca, la sfârșitul deceniului al noulea, motoarele pentru auto-

la punct, dar costul nu era accesibil chiar pentru unele laboratoare mari. Cu cîțiva ani mai tîrziu ea a devenit curentă în laboratoarele uzinale, dar și în prezent este foarte costisitoare cînd se utilizează pentru controlul organizat al poluării, în atelierile de întreținere sau reparație.

Cercetarea experimentală este scumpă pentru că este laborioasă, pretinde personal de înaltă calificare, un interval mare de timp (un experiment care se desfășoară în 1...2 ore durează aproximativ 100 ore de pregătire și 50 ore de prelucrare și analiză a informației), echipament de măsurare de înaltă precizie. Costul cercetării ( $C_{ce}$ ) este cu atît mai mare cu cît precizia măsurărilor este mai ridicată. Pe de altă parte, cu cît crește precizia măsurărilor cu atît scade costul motorului ( $C_m$ ), deoarece, controlînd mai exact forțele, deformările, temperaturile, proiectantul realizează construcții mai ușoare, se simplifică fabricația (fig. 29.15, a). Există o precizie optimă de măsurare, iar cercetătorului îi trebuie multă pricepere ca să se apropie de ea. În prezent, cînd cercetarea s-a dezvoltat impetuos — se vorbește despre „industria cercetărilor” atît în sensul dimensiunii cît și în sensul eficienței, aplicabilității — costul ei se evaluează cu atenție. Este în curs de constituire o nouă disciplină intitulată *proiectarea cercetării*, care caută să rezolve problema optimizării unui experiment pe baza descrierii matematice a procesului. Prin analiza statistică a factorilor implicați în experiment se urmărește să se determine drumul cel mai scurt către un optimum și modul în care el poate să fie parcurs. Se poate mări randamentul efectiv al motorului, dacă se amplifică volumul cercetărilor pentru ameliorarea soluției energetice, ceea ce implică inevitabil creșterea costului  $C_{ce}$  (fig. 29.15, b). Pe de altă parte, cu cît  $\eta_e$  este mai mare cu atît cheltuielile pentru combustibil  $C_c$  vor fi mai reduse. Se observă că există o valoare a randamentului efectiv la care cercetarea se oprește pentru ca prețul ei să nu devină exagerat. Penuria de combustibil poate schimba acest punct de vedere: se sporesc cheltuielile de cercetare pentru a realiza motoare cu un randament ridicat, care costă mai mult dar consumă mai puțin combustibil.

La motoarele de autovehicule investiția în cercetare se recuperează relativ repede, pentru că performanța de consum de combustibil se reproduce la un mare parc de mașini. De exemplu, se investește în cercetare 30/100 din costul unui motor ( $C_m = 10\,000 \text{ lei}$ ) pentru reducerea consumului de combustibil cu 3%, ceea ce reprezintă pentru 8 l/100 km o reducere de 0,24 l/100 km. La o serie de fabricație de 200 000 buc/an, cu un rulaș mediu de 20 000 km/an rezultă în decurs de cinci ani o economie de combustibil de  $(0,24/100) \cdot 20\,000 \cdot (200\,000 \cdot 5 + 200\,000 \cdot 4 + 200\,000 \cdot 3 + 200\,000 \cdot 2) = 0,134 \cdot 10^9 \text{ l} (= 100\,000 \text{ t})$ ; dacă benzina costă 4,5 lei/l, rezultă o economie de 0,604 miliarde lei, iar costul cercetării ar fi de  $(3/1000) \cdot 10\,000 \cdot 200\,000 \cdot 5 = 30 \text{ mil. lei}$ , cu o creștere de 30 lei a costului unui motor.

Reducerea cheltuielilor de cercetare se obține în bună parte, substituind parțial cercetarea experimentală cu simularea numerică, realizabilă cu ajutorul calculatoarelor numerice.

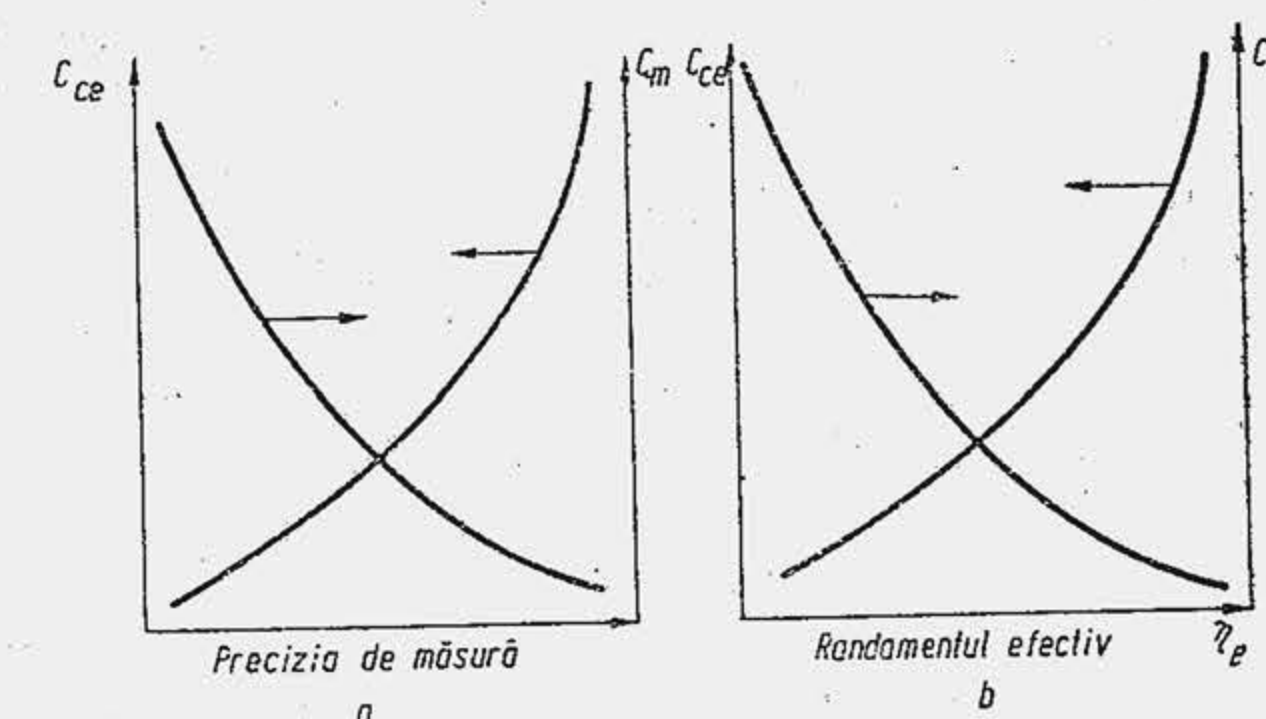


Fig. 29.15. Diagrame pentru determinarea costului optim al cercetării.



Există o anumită reținere față de simularea numerică, deoarece ea oferă numai soluții particulare pentru ecuațiile diferențiale neliniare. Pe măsură ce simularea numerică se îmbunătățește crește gradul de încredere pentru soluțiile obținute. Reținerea este însă și de altă natură. Simularea numerică pretinde o cunoaștere mai detaliată a realității, or, din lipsă de informații se apelează la simplificări și coeficienți, ceea ce produce neîncredere în soluțiile obținute. Privită din acest punct de vedere simularea numerică devine un stimulent pentru cercetare în sensul că-i pretinde să acopere „golurile” de cunoștințe. Dar, chiar atunci când nu se dispune de informații complete, simularea numerică testează ce implicații are una sau alta dintre simplificări; astfel, se poate conchide asupra dimensiunilor viitorului experiment. Avantajele cercetării prin simulare numerică nu pot fi neglijate chiar dacă lipsa de îndemânare pentru alcătuirea programului și costul timpului de calcul nu încurajează încă această activitate. Simularea numerică oferă soluțiile căutate cu o precizie relativ mare, ceea ce restrânge sensibil volumul cercetării experimentale (de exemplu, pe baza programului de calcul al schimbului de gaze se găsește că întârzierea optimă la închidere a SA este de 54°RA; experiențe organizate cu 48°, 54°, 60°RA indică o întârziere optimă de 58°RA). Apoi, simularea numerică permite extrapolarea unei realități fizice mai complicate, acolo unde experimentul ajunge cu dificultate sau deloc. Sistemul fizic poate fi testat chiar împotriva unor situații cunoscute și se obțin astfel informații, acolo unde ele încă nu există.

Un loc deosebit îl ocupă simularea numerică în cercetarea de optimizare, care reprezintă o activitate specifică pentru realizarea unui procedeu de lucru, a unui organ, a unui sistem tehnic. Cercetarea de optimizare se dezvoltă adeseori după principiul „încearcă și corectează”, rezultat mai puțin din lipsa cunoștințelor teoretice, cât mai ales din dificultatea de a descrie analitic, cu mare precizie, o realitate fizică. Volumul lucrărilor de optimizare este atât de mare și costisitor încât, de multe ori, nu se ajunge până la soluția optimă. Un program de calcul oferă cercetătorului sau proiectantului zeci de variante din care el extrage numai pe acelea interesante, și reduce cercetarea numai la verificarea acestora.

Un mare număr de brevete sau propuneri de invenții în domeniul motoarelor sînt adeseori rezultatul empirismului. Astfel, se explică și un mare număr de erori (s-a evaluat că, în general, din 100 de brevete sau idei noi, aproximativ patru sînt realizabile). Totuși, chiar empirismul are la bază un sistem de cunoștințe, un număr de concepte, de fapte, de informații care evidențiază natura fizică a fenomenelor și corelația dintre ele, cîștigate prin cercetarea fundamentală și prin cercetarea aplicativă în domeniu.

Inventatorii au fost întotdeauna oameni informați, care au corelat faptele, au intuit realitățile, au imaginat soluțiile de o manieră nouă, proprie, surprinzătoare. Ei s-au mișcat și se mișcă în jurul unor cunoștințe fundamentale pe care vremurile lor le-au pus sau le pun în circulație. Cercetătorul, mai mult decît inventatorul, trebuie să fie informat. În zilele noastre, din cauza exploziei informației, determinată de dimensiunile industriei de cercetare (în domeniul strict al motoarelor cu ardere internă se publică anual circa 5 000 articole, brevete, cărți) își face loc opinia că este mai ușor să reproducă în laborator un experiment decît să-l caute în bibliotecă. Și totuși, după evaluările unui mare număr de cercetători rezultă că cinci zile de activitate individuală într-o bibliotecă salvează 100 zile de activitate colectivă în laborator. O asemenea evaluare constituie un punct în dezvoltarea cercetării — orice program de cercetare trebuie să fie bine sprijinit de

cunoștințele și realizările existente în domeniu — pentru că or cîtă bunăvoință ar avea societatea, ea nu poate oferi cercetătorului decît posibilități financiare limitate care trebuie folosite cu chibzuință.

Cercetarea mai riscă să fie costisitoare, cînd este „oarbă”, cînd nu se delimitează clar. Empirismul se manifestă adeseori în domeniul cercetării în formula: *experimentează și apoi caută regula!* Fixarea unui obiectiv în cercetare nu înseamnă și realizarea lui. Cercetarea devine eficientă numai dacă se organizează în jurul unei ipoteze; prin ipoteză, ea se luminează, își definește rostul. Sarcina cercetătorului este: *experimentează și verifică ipoteza!* La declanșarea cercetării ipoteza este o afirmație care se presupune că este adevărată. Dacă ea este confirmată, capătă valoare generală și devine regulă pentru practică. Se spune că orice cercetare care pune o ipoteză sub verificare reprezintă incomparabil mai mult decît cercetarea care pornește fără nici o ipoteză. Formularea unei ipoteze reprezintă o activitate de mare valoare, care cere, alături de imaginație, o informație amplă, o cunoaștere temeinică și subtilă a domeniului.

De-a lungul anilor cercetarea în domeniul motorului a verificat numeroase ipoteze, dintre care se citează: viteza de propagare a flăcării în MAS este cu atît mai mare cu cît viteza de curgere a gazelor prin orificiul de curgere oferit de SA este mai mare; viteza de ardere la sarcini reduse la MAS se amplifică prin mărirea raportului de comprimare; întârzierea la autoaprindere în MAC este un proces polistadial; concentrația de HC la MAS, la sarcini mari este determinată de grosimea stratului limită; concentrația de NO<sub>x</sub> la MAS este determinată de o reacție înlănțuită de tip Zeldovici; consumul de ulei la MAS depinde în parte de uzarea segmentilor, în parte de jocul dintre tija supapei și bușa de ghidare; uzarea de pornire este mai redusă cînd motorul se încălzește în sarcină decît atunci cînd motorul se încălzește în gol.

Și în prezent cercetarea încearcă să pună sub verificare un număr de ipoteze, dintre care se menționează: eficiența arderii la MAC este maximă dacă durata unei rotații a fluidului motor în camera de ardere este egală cu durata injectiei; eforturile unitare din mecanismul motor sînt mai puțin periculoase cînd încărcarea este aleatoare.

Cercetarea în știință urmărește în esență descoperirea; cercetarea în tehnică trebuie să ajungă la invenție. Între două descoperiri sau două invenții are loc acumularea și aplicația, care cer, la rîndul lor, un mare efort de cercetare.

Cercetarea sporește forța omului asupra naturii, își îndeplinește menirea cînd oferă mijloace de a prevedea și a controla evenimentele și comportarea sistemelor tehnice.

## BIBLIOGRAFIE

1. Adler, P. ș.a. *The design of experiments to find optimal conditions. A programmed introduction to the design of experiments*. Moscow, Mir Publishers, 1975.
2. Apostolescu, N. și Taraza, D. *Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice*. Editura didactică și pedagogică, București, 1979.
3. Buzdugan, G. h. și Blumenfeld, M. *Calculul de rezistență al pieselor de mașini*. București, Edit. tehnică, 1979.
4. Grünwald, B. *Unele probleme ale proiectării de concepție a motoarelor diesel*. Buletinul IPB, Seria Mec., 4/1978.



5. Grünwald B. *A thermal-load criterion for the piston of a diesel engine*. Rev. Roum. Sc. Techn. S. Électr. Énergetique, 4/1977.
6. Grünwald, B. și Tudose, G. *Contribution a l'établissement des régimes nominaux des moteurs*. Buletinul IPB. Seria Mec., 2/1978.
7. Harrow, G. A. *Études de la respiration et de la combustion dans les moteurs d'alumage commandé*. Ing. de L'Automob., 11/1970.
8. Hașegan, C. și Hannak, R. *Premize teoretice privind determinarea optimizată a parametrilor pentru construcția MAC-ului*. Ses. ICPAT, Brașov, 1974.
9. Philip, J. *Technological innovation in the field of automotive diesel engines*. IEEE Trans. Eng. Manag. 1/1976.
10. Zinner, K. *Zum Problem der Leistungssteigerung von Diesel Motoren*, 1969. Ex. Inf. S. P.G.D., 8/1970.
11. Wilson, E. B. Jr. *An introduction to scientific research*. New-York. Mc. Graw-Hill Book Comp.

## PROGRAM PENTRU CALCULUL FORTELOR ȘI MOMENTELOR DIN MECANISMUL MOTOR

Programul, scris în limbajul Fortran IV, calculează forțele  $F_p$ (FP),  $F_A$ (FA),  $F$ (F),  $B$ (B),  $N$ (N),  $Z_B$ (ZB),  $T$ (T), momentul motor instantaneu al unui cilindru  $M$ (M), momentul motor instantaneu rezultat  $M_\Sigma$ , momentele medii  $M_m$  și  $M_{\Sigma m}$ , în funcție de unghiul  $\alpha$ (I), din  $5^\circ$  în  $5^\circ$ RA, pentru un ciclu motor, de la  $0^\circ$  la  $760^\circ$ RA (în paranteze s-a trecut simbolurile folosite în program). Rezultatele sînt centralizate într-o tabelă care se afișează. Momentul rezultat  $M_\Sigma$  se afișează pentru perioada  $\Phi_m = \Phi_c/i$ .

Listingul programului este prezentat alăturat. El include relațiile de calcul din capitolul 10, precum urmează:

- Eticheta 62, relația 10.26, pentru FP;
- Eticheta 63, relația 10.37, pentru FA;
- Eticheta 64, relația 10.39, pentru F;
- Eticheta 65, relația 10.41, pentru N;
- Eticheta 66, relația 10.43, pentru ZB;
- Eticheta 67, relația 10.40, pentru B;
- Eticheta 68, relația 10.42, pentru T;
- Eticheta 69, relația 10.44, pentru M.

Programul pretinde două grupuri de date inițiale. Primul grup include parametrii caracteristici ai mecanismului motor notați și exprimați astfel: D-alezajul, în cm; MA-masa pieselor cu mișcare alternativă, în  $10^{-1}$  kg (sau în  $\text{kgfs}^2/\text{m}$ , adică greutatea în kgf, divizată prin 9,81); TN — turația nominală, în rot/min; LAMBDA — raportul  $\Lambda = r/b$ ; PSI — raportul  $\Psi = S/D$ ; CIL — numărul de cilindri. Acest grup de date se citește cu cartela READ 501 (eticheta 14). Al doilea grup include presiunea gazelor, în  $\text{daN}/\text{cm}^2$  ( $\text{kgf}/\text{cm}^2$ ), indicată din  $5^\circ$  în  $5^\circ$ RA pentru un ciclu complet, 144 valori care se citesc tot cu cartela READ 501 (eticheta 17). Ca exemplu, se reproduc cartelele de date inițiale, pentru un MAC: eticheta 16 — primul grup de date; etichetele 18...35-al doilea grup de date, care are ca origine presiunea în  $\text{pmi}$  ( $^\circ$ RA), la începutul cursei de admisiune. Primele rînduri din tabela cu rezultate se reproduce după Listing.



```

1 C
2 C PROGRAM PENTRU CALCULUL FORTELOR SI MOMENTELOR
3 C DIN MECANISMUL MOTOR
4 C
5 REAL MA,LAMBDA,M,N,B,MMAX,MMED
6 DIMENSION T0(144),T1(144),T2(144),T3(144),T4(144),
7 * T5(144),T6(144),T7(144),T8(144),T9(144)
8 DIMENSION MESAJ(16)
9 DATA PI/3,14159265/
10 50 READ(105,500,END=28) MESAJ
11 500 FORMAT(16A4)
12 PRINT 808,MESAJ
13 808 FORMAT(///30X,16A4/30X,64(' '))
14 READ 501,D,MA,TN,LAMBDA,PSI,CIL
15 501 FORMAT(8F10,0)
16 C 12.1000 0.4925 2200.0000 0.2727 1.2397 6
17 READ 501,(T0(I),I=1,144)
18 C 1.0000 0.9500 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390
19 C 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390
20 C 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390
21 C 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390
22 C 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8390 0.8405 0.8452
23 C 0.8640 0.8786 0.8970 0.9196 0.9467 0.9791 1.0173 1.0623
24 C 1.1152 1.1774 1.2505 1.3367 1.4388 1.5602 1.7055 1.8804
25 C 2.0927 2.3526 2.6740 3.0754 3.5830 4.2325 5.0748 6.1813
26 C 7.6531 9.6304 12.2989 15.8779 20.5533 26.2854 32.4513 39.5000
27 C 47.9582 70.3716 71.7724 73.1733 61.0025 50.4581 39.4138 31.3093
28 C 25.2197 20.3271 17.1322 14.4422 12.3462 10.6930 9.3739 8.3097
29 C 7.4427 6.7299 6.1390 5.6456 5.2312 4.8812 4.5842 4.3315
30 C 4.1160 3.9319 3.7749 3.6412 3.5278 3.4325 3.3200 3.2300
31 C 3.0700 2.4500 2.0600 1.7900 1.6500 1.4200 1.2800 1.1400
32 C 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200
33 C 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200
34 C 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200
35 C 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1200 1.1000 1.0500

```

```

36 PRINT 806
37 806 FORMAT(//50X,'CALCULUL DINAMIC'/48X,'*****'//32X,'V
38 *ALORILE FORTELOR SI MOMENTELOR DIN MOTORUL CU ARDERE INTERNA'/30X,
39 *'*****'
40 **'//)
41 PRINT 801,D,MA,TN,LAMBDA,PSI
42 801 FORMAT(33X,'D=' ,F7.3,3X,'MA=' ,F7.4,3X,'TN=' ,F7.2,3X,'LAMBDA=' ,F7.3
43 *,3X,'PSI=' ,F7.4,3X,'*****' ,3X,'*****' ,3X,'*****' ,3X,
44 *,'*****' ,3X,'*****'//)
45 PRINT 807
46 807 FORMAT(3X,'II' ,9X,'PRES.' ,5X,'FORȚA FP' ,4X,'FORȚA FA' ,6X,'FORȚA F' ,
47 *6X,'FORȚA B' ,6X,'FORȚA N' ,7X,'FORȚA ZR' ,7X,'FORȚA T' ,7X,'MOM M' /3X
48 *,' ' ,9X,'*****' ,5X,'*****' ,4X,'*****' ,6X,'*****' ,6X,'*****'
49 ***' ,6X,'*****' ,7X,'*****' ,7X,'*****' ,7X,'*****'//)
50 MMED=0.
51 DO 10 IG=1,144
52 II=IG
53 IJ=5*(IG-1)
54 Y=IJ*PI/180.
55 SINY=SIN(Y)
56 COSY=COS(Y)
57 SINB=LAMBDA*SINY
58 COSB=SQRT(1.-SINB**2)
59 IF(COSB.EQ.0.) TGB=1.E+40
60 IF(COSB.NE.0.) TGB=SINB/COSB
61 R=PSI*D*0.005
62 FP=(T0(II)=1.)*D*D*PI/4.
63 FA=-MA*R*((TN*PI/30.)*2)*(COSY+LAMBDA*COS(Y*2.))
64 F=FP+FA
65 N=F*TGB
66 ZB=F*(COSY-SINY*TGB)
67 B=F/COSB
68 T=F*(SINY+COSY*TGB)
69 M=R*T
70 T1(II)=FP
71 T2(II)=FA

```



```

72      T3(I1)=F
73      T4(I1)=N
74      T5(I1)=B
75      T6(I1)=ZB
76      T7(I1)=T
77      T8(I1)=M
78      MMED=MMED+T8(I1)
79      PRINT 803,IJ,T0(I1),FP,FA,F,B,N,ZB,T,M
80      803 FORMAT(I4,9F13.2)
81      10 CONTINUE
82      MMED=MMED/144.
83      PRINT 1000,MMED
84      1000 FORMAT(//////35X,'MOMENTUL MEDIU INSTANTANEU AL UNUI CILINDRU = ',F
85      *7.4,/35X,'*****')
86      NRCIL=CIL
87      KAPA=144/NRCIL
88      MMAX=0.
89      PRINT 804
90      804 FORMAT(//////56X,'GRADE',8X,'MOMENTE'/56X,'*****',8X,'*****'////)
91      DO 20 I1=1,KAPA
92      REZ=0.
93      DO 30 K1=1,NRCIL
94      IND=(K1-1)*KAPA+I1
95      REZ=REZ+T8(IND)
96      30 CONTINUE
97      T9(I1)=REZ
98      IJ=5*(I1-1)
99      PRINT 809,IJ,REZ
100     809 FORMAT(56X,I4,8X,F9.4)
101     MMAX=MMAX+REZ
102     20 CONTINUE
103     MMAX=MMAX/KAPA
104     PRINT 805,MMAX
105     805 FORMAT(//////35X,'MOMENTUL MEDIU INSTANTANEU AL MOTORULUI = ',F9.4
106     */35X,'*****')
107     GO TO 50
108     28 STOP
109     END

```

# CALCULUL DINAMIC

\*\*\*\*\*

## VALORILE FORTELOR SI MOMENTELOR DIN MOTORUL CU ARDERE INTERNA

\*\*\*\*\*

D= 12.100    MA= .4925    TN=2200.00    LAMODA= .273    PSI= 1.2397  
 \*\*\*\*\*

I	PRES.	FORȚA FP	FORȚA FA	FORȚA F	FORȚA B	FORȚA N	FORȚA ZB	FORȚA T	MOM M
*	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****
0	1.00	.00	-2495.21	-2495.21	-2495.21	.00	-2495.21	.00	.00
5	.95	-5.75	-2479.62	-2485.37	-2486.08	-59.09	-2470.77	-275.48	-20.66
10	.84	-18.51	-2433.18	-2451.69	-2454.45	-116.23	-2394.26	-540.19	-40.52
330	12.30	1299.26	-1965.22	-665.96	-672.23	91.66	530.90	412.36	30.93
335	15.88	1710.81	-2120.54	-409.72	-412.47	47.54	351.25	216.24	16.22
340	20.55	2248.44	-2251.89	-3.45	-3.47	.32	-3.13	1.48	.11
345	26.29	2907.57	-2356.77	950.80	552.18	-38.97	521.94	-180.20	-13.52
350	32.45	3616.59	-2433.18	1183.41	1184.74	-56.10	1155.69	-260.75	-19.56
355	39.50	4427.12	-2479.62	1947.50	1948.05	-46.30	1936.05	-215.86	-16.19
360	47.96	5399.73	-2495.21	2904.53	2904.53	.00	2904.53	.00	.00
365	70.37	7977.05	-2479.62	5497.43	5498.98	130.70	5465.12	609.33	45.70
370	71.77	8138.13	-2433.18	5704.95	5711.36	270.45	5571.32	1257.00	94.28
375	73.17	8299.22	-2356.78	5942.44	5957.30	420.46	5631.14	1944.15	145.81
380	61.00	6899.70	-2251.89	4647.80	4668.15	435.39	4218.60	1998.77	149.91
385	50.46	5687.20	-2120.54	3566.66	3590.58	413.81	3057.61	1882.37	141.18
390	39.41	4417.21	-1965.22	2451.99	2475.11	337.48	1954.75	1518.26	113.87



## ANEXA 2

### CU PRIVIRE LA UNITĂȚILE DE MĂSURĂ

În ediția de față s-a adoptat Sistemul Internațional de unități de măsură (S.I.). Pentru a ușura trecerea de la Sistemul Tehnic la S.I. principalele relații s-au transcris și în S.T. Pentru mărimile specifice motoarelor cu ardere internă ca alezajul, lucrul mecanic specific etc. se folosește o singură unitate de măsură indicată în anexa 2.1. În anexa 2.2 se adaugă conversia unor constante și mărimi fizice care apar curent în calculele termice.

### ANEXA 2.1

#### Unitățile de măsură pentru principalele mărimi caracteristice motoarelor de autovehicule

Mărimea	SI	ST	Relația de transformare
Alezajul	mm	mm	—
Cursa	mm	mm	—
Cilindreea	dm <sup>3</sup> , l	dm <sup>3</sup> , l	—
Turația	rot/min	rot/min	—
Viteza pistonului	m/s	m/s	—
Masa	kg	kgf s <sup>2</sup> /m (unitate tehnică de masă-utm)	1 kgf s <sup>2</sup> /m = 9,8066 kg ≈ ≈ 9,81 kg ≈ 10 kg
Forța	N, daN	kgf	1 kgf = 0,98066 daN ≈ ≈ 0,981 daN ≈ 1 daN
Momentul	N·m, daN·m	kgf·m	1 kgf·m ≈ 0,981 daN·m ≈ ≈ 1 daN·m
Lucrul mecanic, energia	J, kJ kWh	kgfm CPh	1 kgfm = 9,81 J ≈ 10 J 1 CPh = 0,7355 kWh ≈ ≈ 0,736 kWh
Puterea	kW	CP	1 CP = 0,7355 kW ≈ ≈ 0,736 kW (1 kW ≈ 1,36 CP)
Căldura	J, kJ	kcal	1 kcal = 4,1855 kJ ≈ ≈ 4,185 kJ
Puterea calorică	kJ/kg	kcal/kgf	1 kcal/kgf = 4,185 kJ/kg
Presiunea medie	daN/cm <sup>2</sup>	kgf/cm <sup>2</sup>	1 kgf/cm <sup>2</sup> = 0,981 daN/cm <sup>2</sup> ≈ 1 daN/cm <sup>2</sup>
Presiunea	N/m <sup>2</sup> , daN/cm <sup>2</sup>	kgf/m <sup>2</sup> kgf/cm <sup>2</sup>	1 kgf/m <sup>2</sup> ≈ 10 N/m <sup>2</sup> ≈ ≈ 10 <sup>-4</sup> daN/cm <sup>2</sup>
Temperatura	K	°K	—

### Anexa 2.1 (continuare)

Mărimea	SI	ST	Relația de transformare
Consumul orar de substanță	kg/h	kgf/h	1 kgf/h = 1 kg/h
Consumul specific de combustibil	g/kWh	gf/CPh	1 gf/CPh = 1,36 g/kWh (1 g/kWh = 0,736 gf/CPh)
Doza de combustibil (pe ciclu)	mg	mgf	1 mgf = 1 mg

Relații fundamentale: în SI: 1 N = 1 kg·1 m/s<sup>2</sup>; în ST: 1 kgf = 1 kg·9,8066 m/s<sup>2</sup>.  
De unde: 1 kgf/1 N ≈ 9,81 ≈ 10; 1 kgf s<sup>2</sup>/m = 9,81 kg = 1 utm.

### ANEXA 2.2

#### Relații de transformare pentru constantele și mărimile fizice caracteristice calculelor termice

##### 1) Constanta generală a gazelor:

$$R_{SI}[\text{J/kmol K}] = 9,81 R_{ST}[\text{kgfm/kmol K}].$$

$$8314 [\text{J/kmol K}] = 9,81 \cdot 848 [\text{kgfm/kmol K}].$$

##### 2) Constanta specifică a gazului:

$$R_{jSI}[\text{J/kg K}] = 9,81 R_{jST}[\text{kgfm/kgf K}].$$

$$\text{Pentru aer: } 287 [\text{J/kg K}] = 9,81 \cdot 29,27 [\text{kgfm/kgf K}].$$

##### 3) Puterea calorică inferioară:

$$(Q_i)_{SI}[\text{kJ/kg}] = 4,185 (Q_i)_{ST}[\text{kcal/kgf}].$$

$$\text{Pentru motorină: } 41855 [\text{kJ/kg}] = 4,1855 \cdot 10\,000 [\text{kcal/kgf}].$$

##### 4) Căldura specifică:

$$C_{SI}[\text{kJ/kmol K}] = 4,185 C_{ST}[\text{kcal/kmol K}].$$

$$c_{SI}[\text{kJ/kg K}] = 4,185 c_{ST}[\text{kcal/kgf K}].$$

$$\text{Pentru aer la } 0^\circ\text{C (căldura specifică la volum constant):}$$

$$20,71 [\text{kJ/kmol K}] = 4,185 \cdot 4,95 [\text{kcal/kmol K}].$$

##### 5) Diferența căldurilor specifice:

$$(C_p - C_v)_{SI} = R_{SI} = 8,314 \text{ kJ/kmol K}$$

$$(C_p - C_v)_{ST} = A R_{ST} = 1,986 \text{ kcal/kmol K}$$



$$A = \frac{1}{427} [\text{kcal/kgfm}]; AR_{ST} = \frac{848}{427} = 1,986 [\text{kcal/kmol K}].$$

$$R_{SI} [\text{kJ/kmol K}] = 4,185 \cdot AR_{ST} [\text{kcal/kmol K}] = 8,314 [\text{kJ/kmol K}].$$

6) *Raportul căldurilor specifice:*

Prin definiție  $k = C_p/C_v$ . Rezultă:

$$k = 1 + 8,314/(C_v)_{SI}; k = 1 + 1,986/(C_v)_{ST}.$$

7) *Densitatea și greutatea specifică:*

$$\rho_{SI} [\text{kg/m}^3] = 9,81 \cdot \rho_{ST} [\text{kgf s}^2/\text{m}^3].$$

$$\text{Pentru aer: } 1,2922 [\text{kg/m}^3] = 9,81 \cdot 0,1317 [\text{kgf s}^2/\text{m}^3].$$

$$\gamma_{SI} [\text{N/m}^3] = \frac{1}{9,81} \cdot \gamma_{ST} [\text{kgf/m}^3].$$

$$\text{Pentru aer: } 0,1317 \text{ N/m}^3 = \frac{1}{9,81} \cdot 1,2922 [\text{kgf/m}^3].$$

$$\text{Observație: } \rho_{SI} [\text{kg/m}^3] = \gamma_{ST} [\text{kgf/m}^3].$$

8) *Ecuația de stare a gazelor*

$$pV = \nu R_{SI} T \text{ (a)}, \quad pV = \nu R_{ST} T \text{ (c)},$$

$$pV = m R_{jSI} T \text{ (b)}, \quad pV = G R_{jST} T \text{ (d)}.$$

— În SI:  $p$ , N/m<sup>2</sup>;  $V$ , m<sup>3</sup>;  $\nu$ , kmoli;  $R_{SI} = 8\,314$  J/kmol K;  $T$ , K;  $m$ , kg;  $R_{jSI}$ , J/kg K

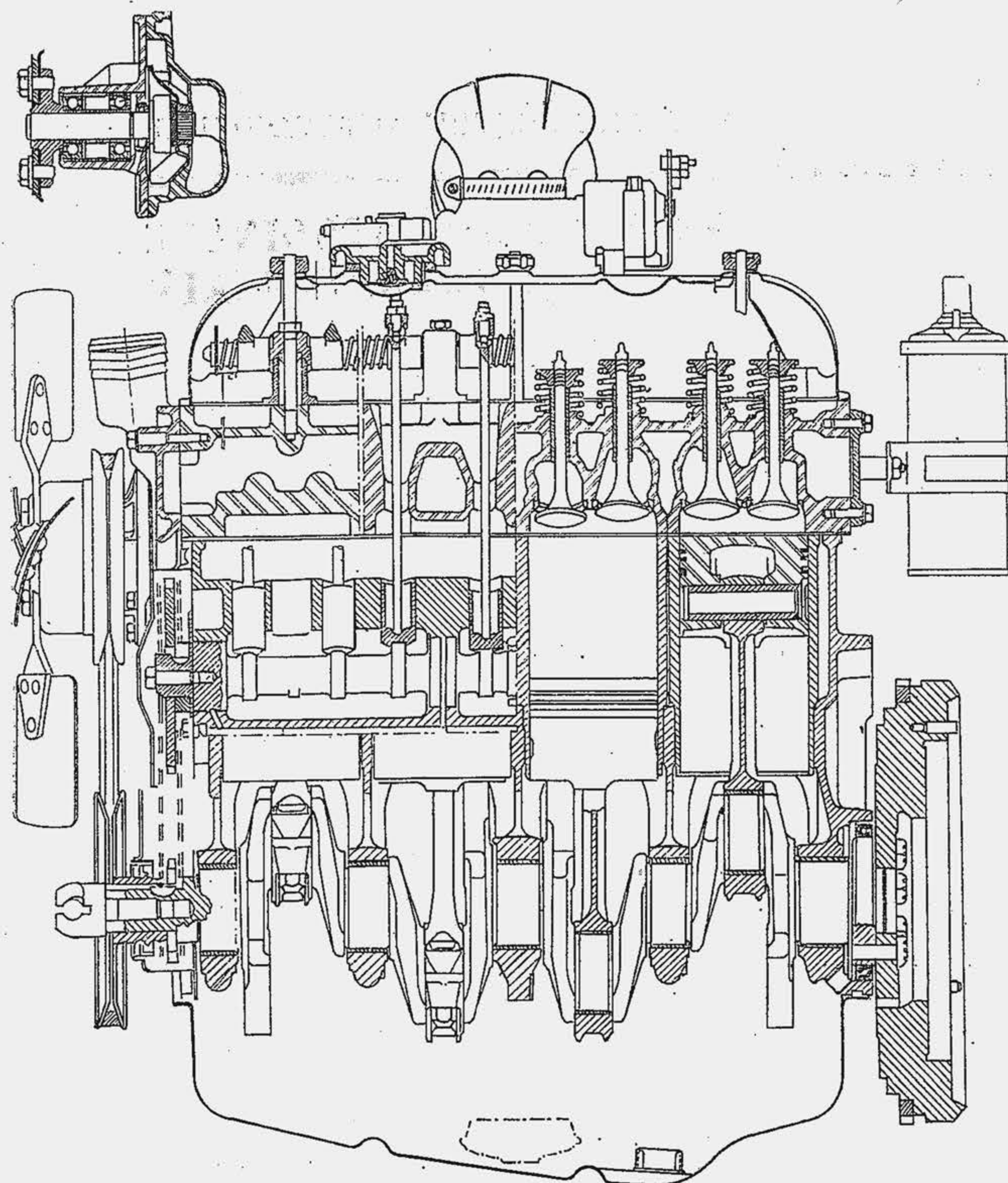
— În ST:  $p$ , kgf/m<sup>2</sup>;  $V$ , m<sup>3</sup>;  $\nu$ , kmoli;  $R_{ST} = 848$  kgfm/kmol°K;  $R_{jST}$ , kgfm/kgf°K.

Egalind (a) cu (b) rezultă  $\nu R = m R_j$ . Raportul  $m/\nu = M$  se numește *masă moleculară*. Există relația  $R = M_j R_j$ . Pentru aer:  $8\,314 = M_a \cdot 287$  sau  $M_a = 28,96$  kg/kmol. În mod analog, din (c) și (d) rezultă  $G_M$  — *greutatea moleculară*. Pentru aer:  $G_{M_a} = 848/29,27 = 28,96$  kgf/kmol.

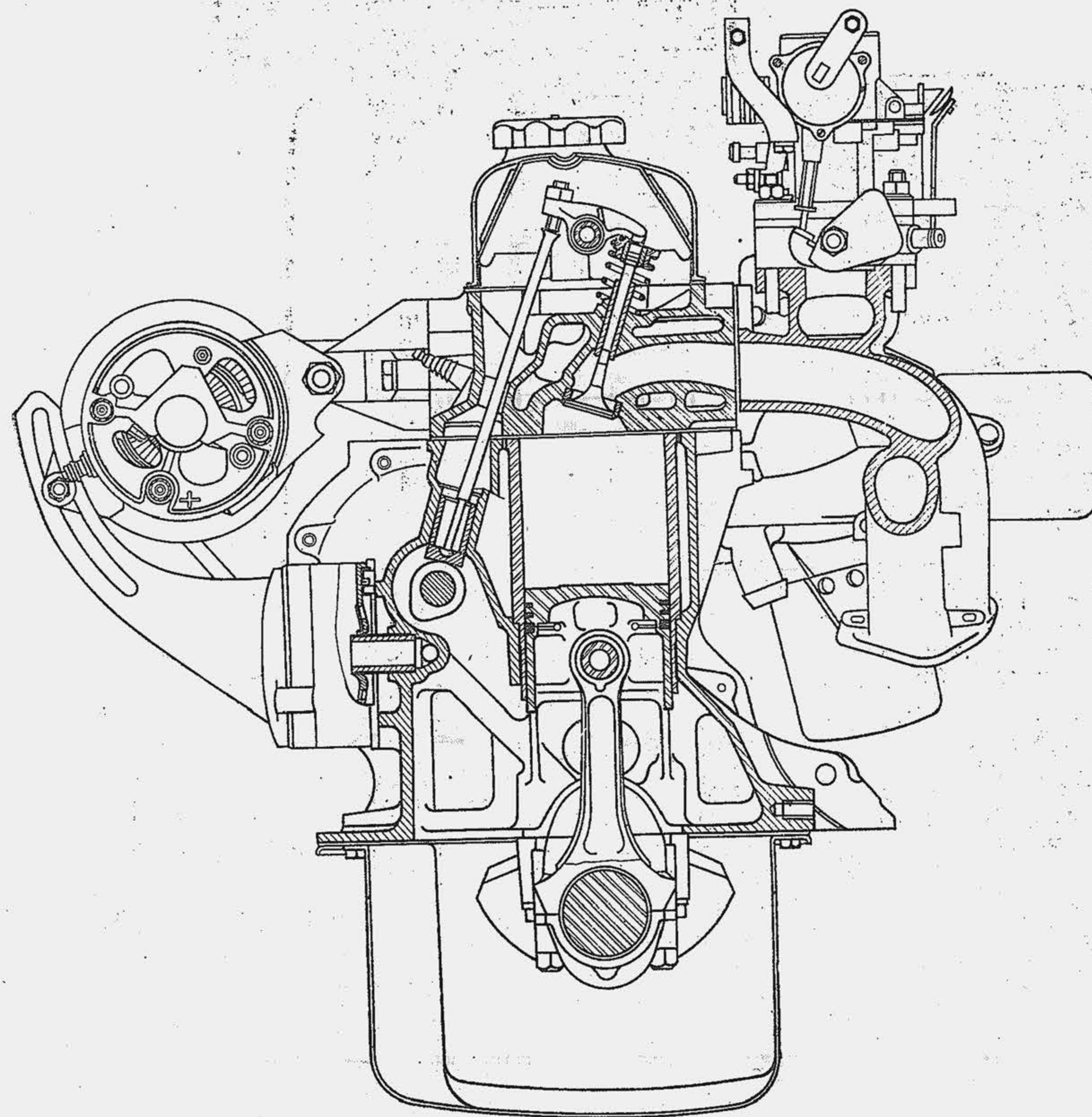
## MOTOARE PENTRU AUTOVEHICULE

### SECȚIUNI LONGITUDINALE ȘI TRANSVERSALE





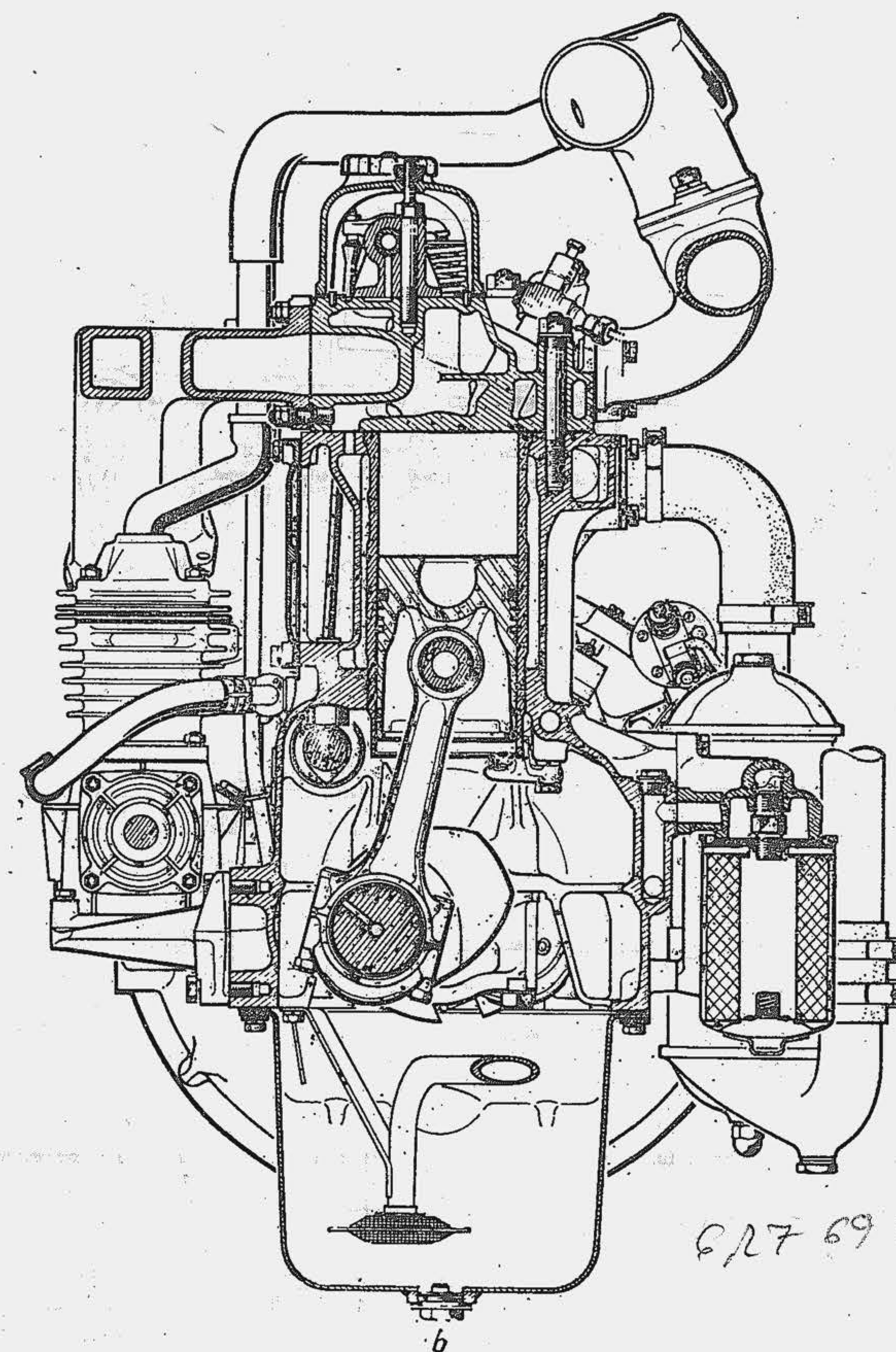
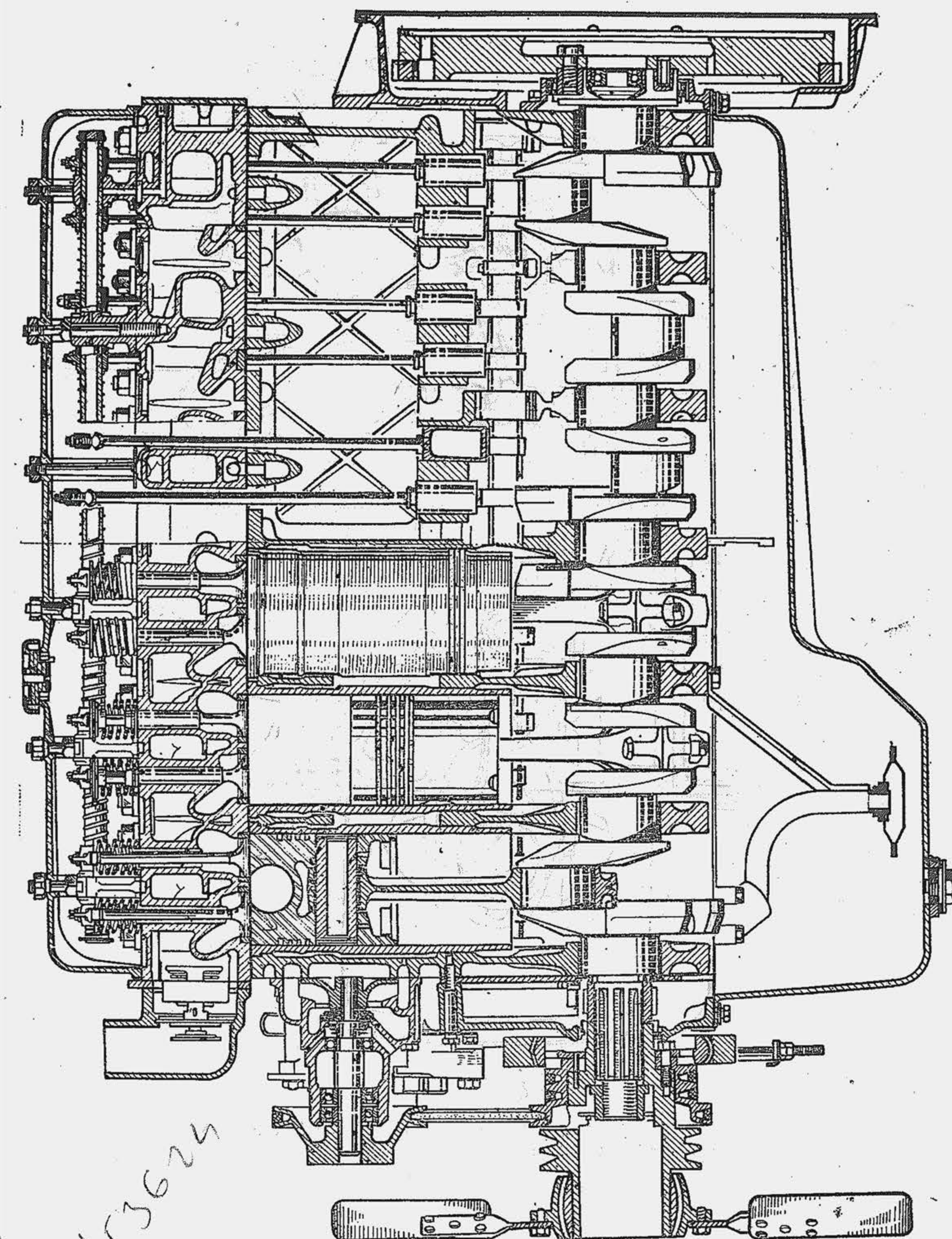
a



b

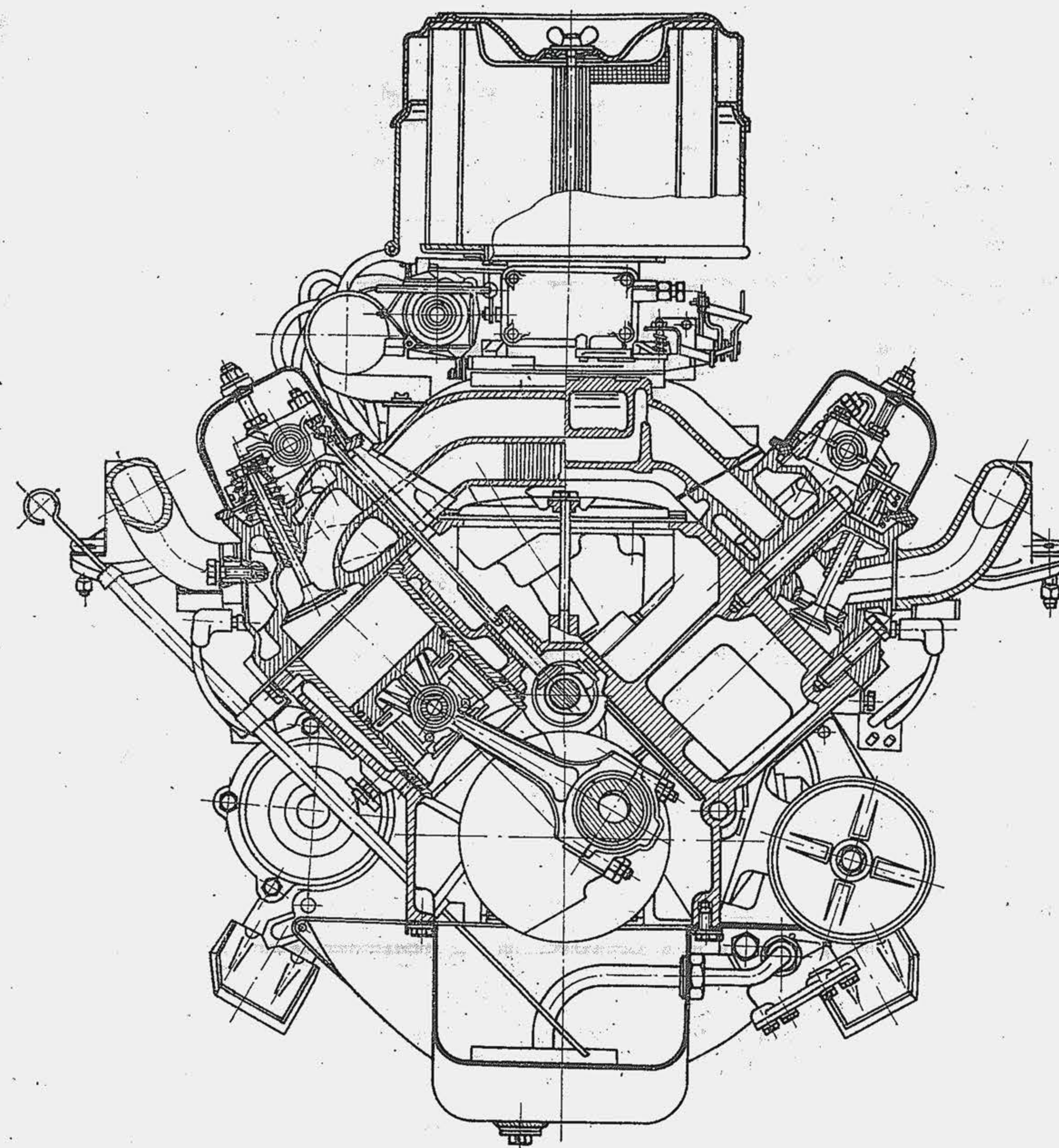
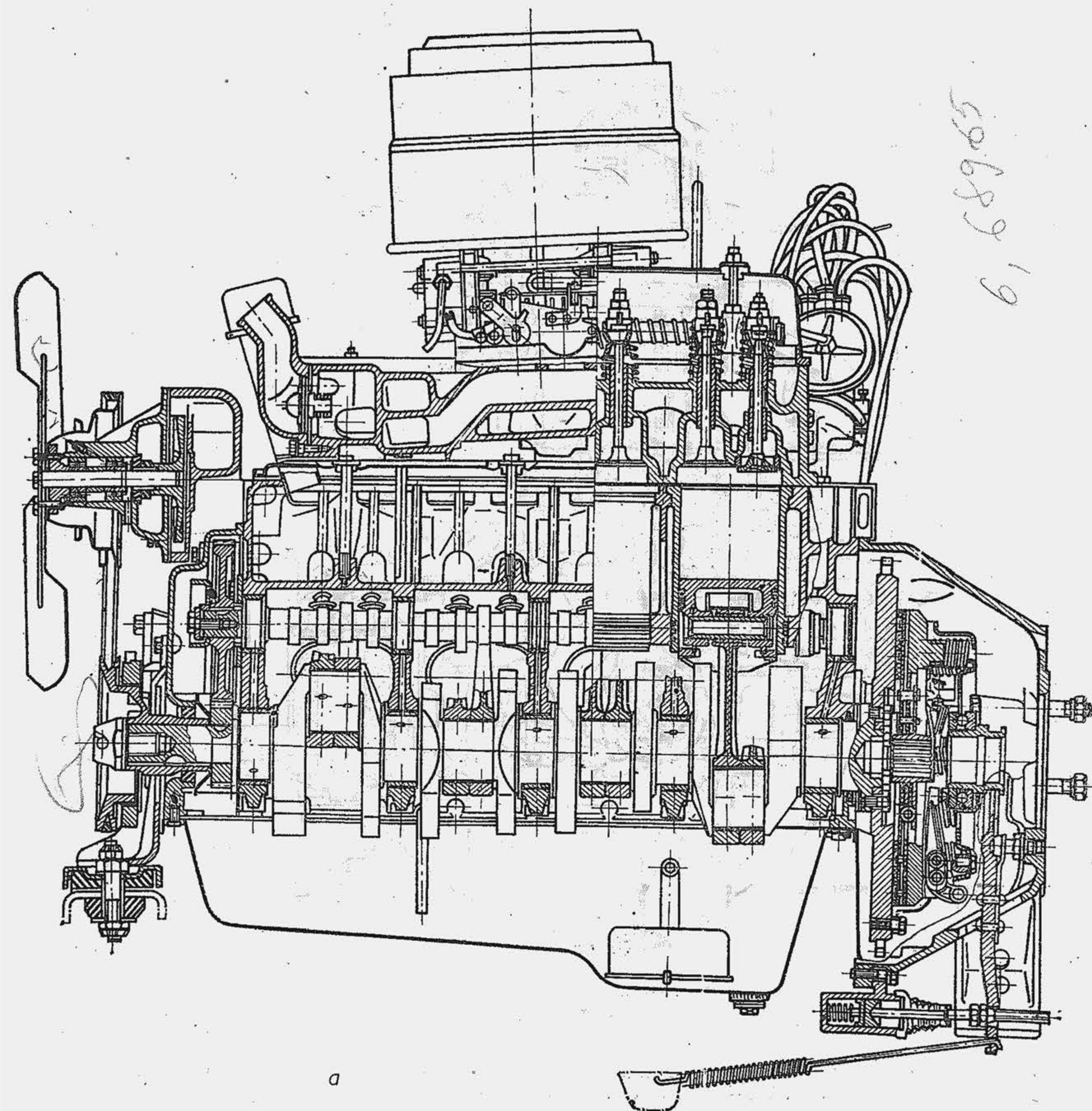
Planșa I. Secțiune longitudinală (a) și transversală (b) prin motorul turismului DACIA-1300  
(caracteristici constructive — v. tab. 1.5).





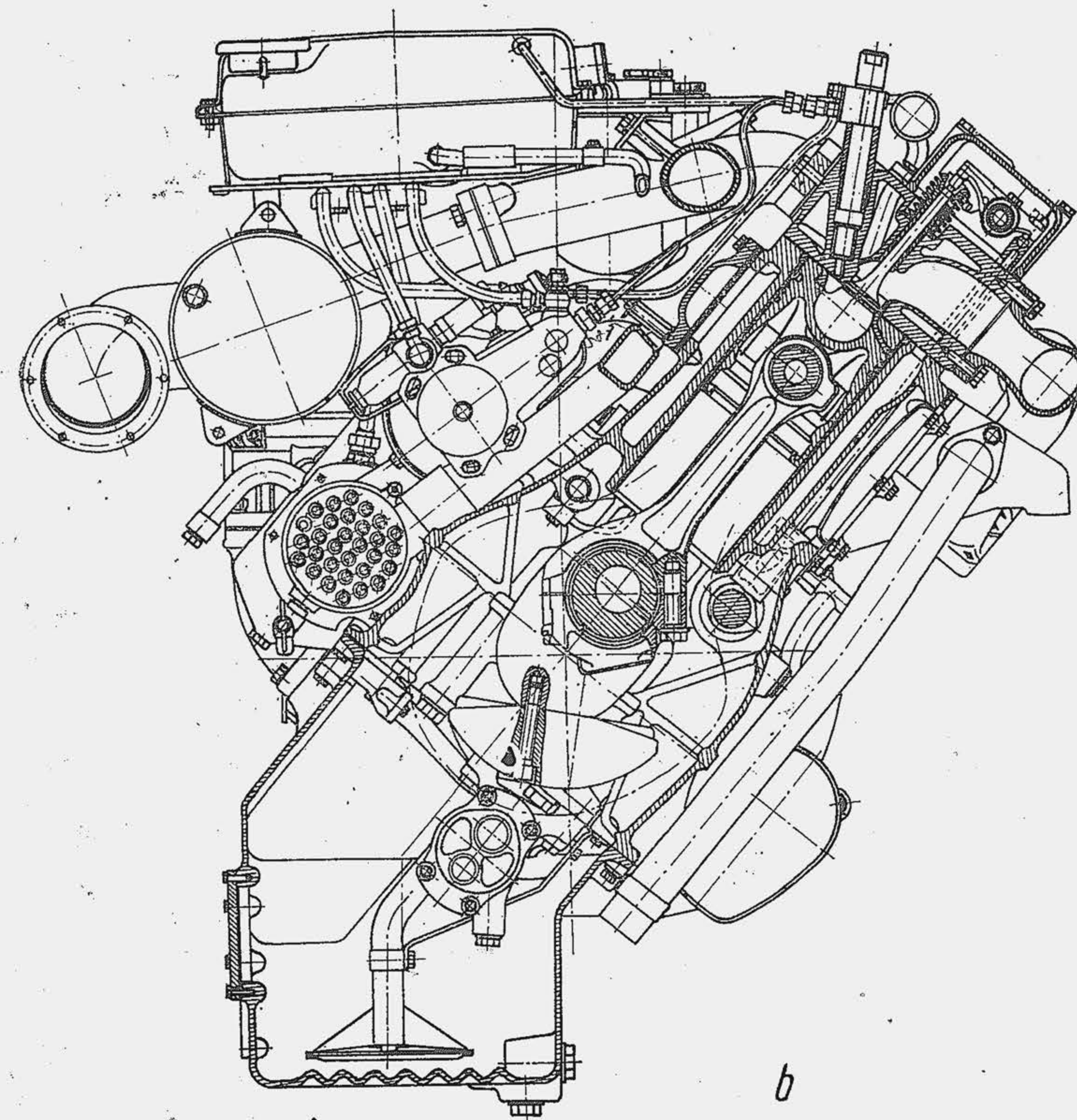
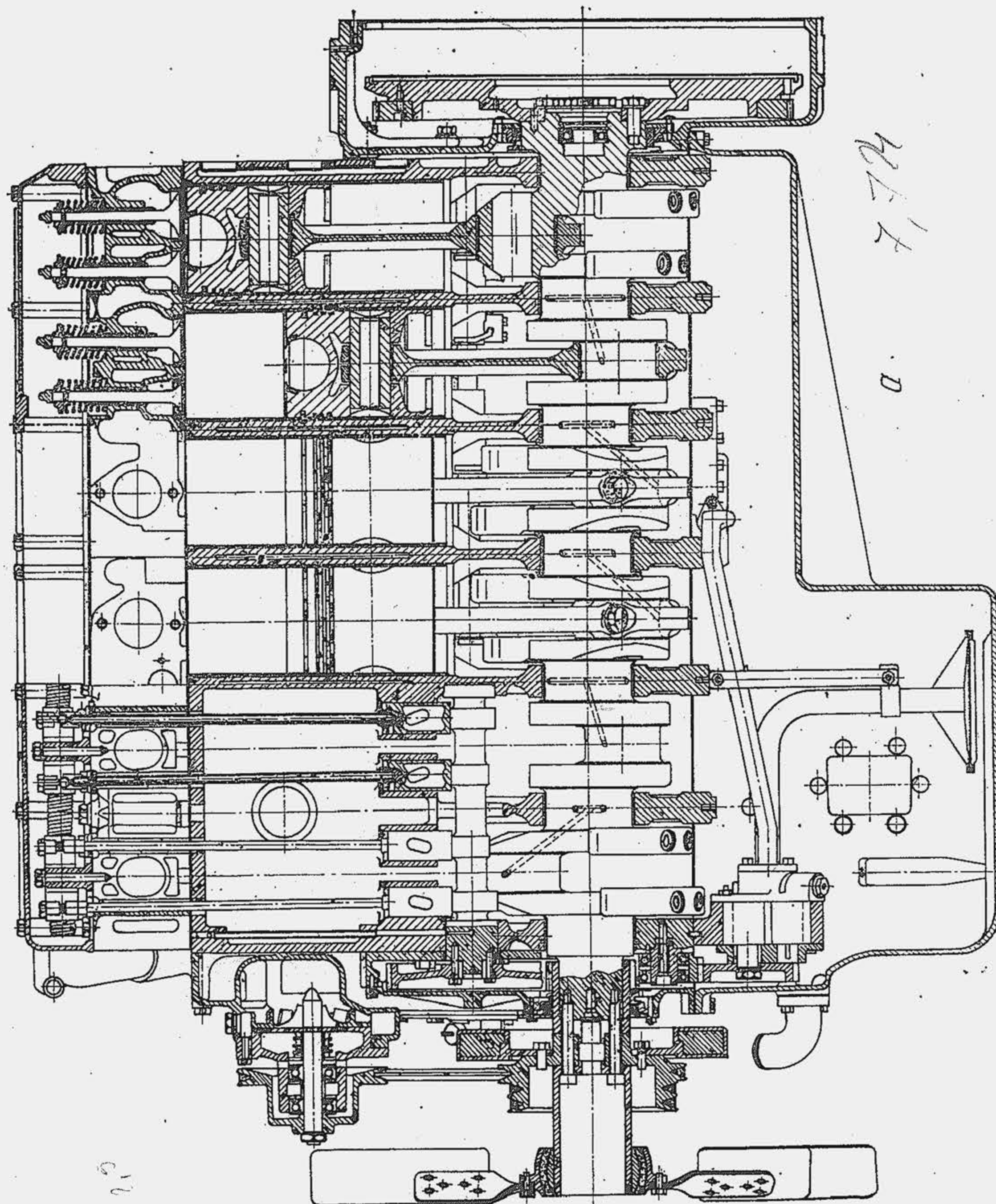
Planșa a II-a. Secțiune longitudinală (a) și transversală (b) prin motorul  
Saviem 797-05 (caracteristici constructive — v. tab. 1.5).





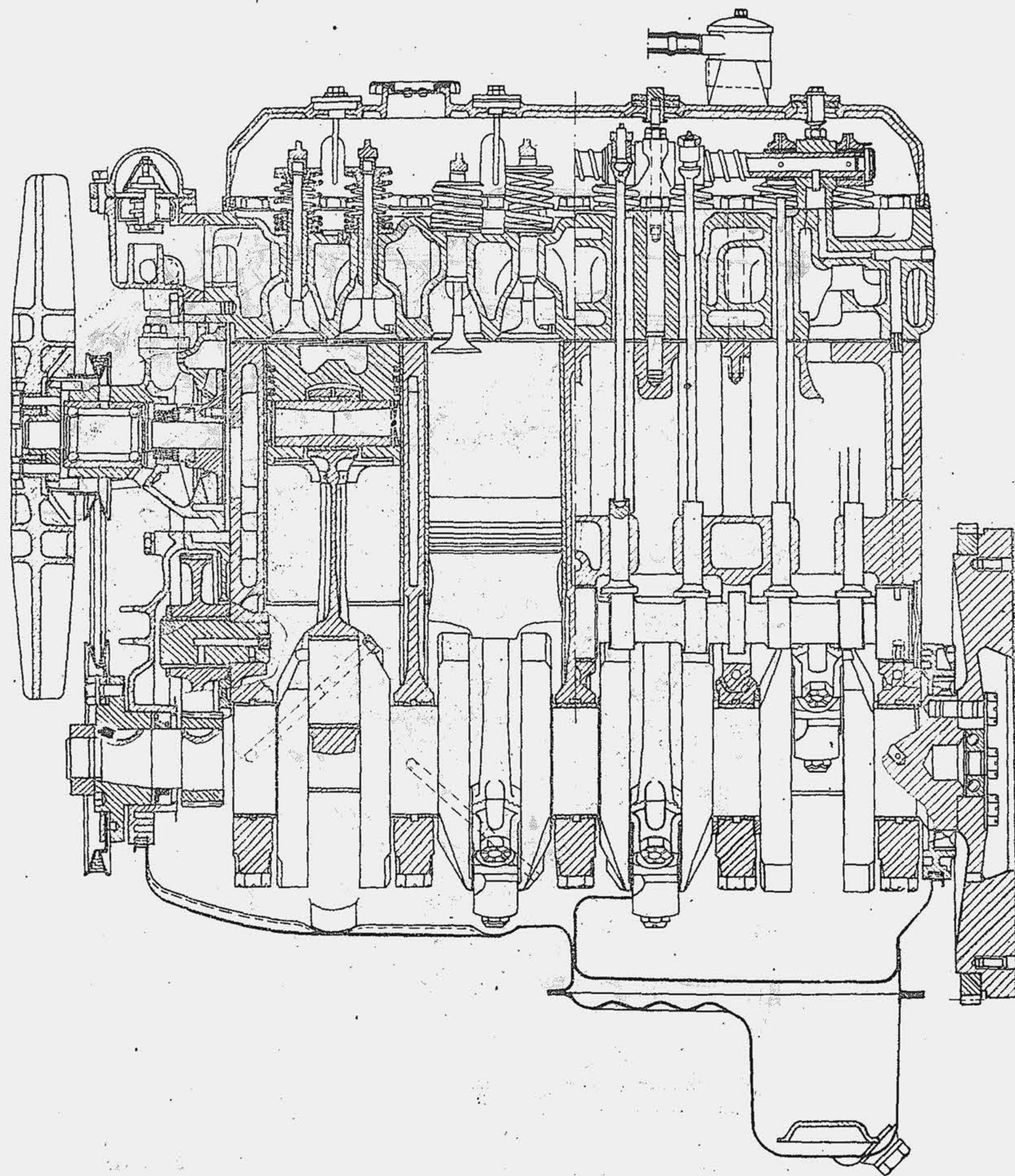
Planșa a III-a. Secțiune longitudinală (a) și transversală (b) prin motorul SR-211  
(caracteristici constructive — v. tab. 1.5).



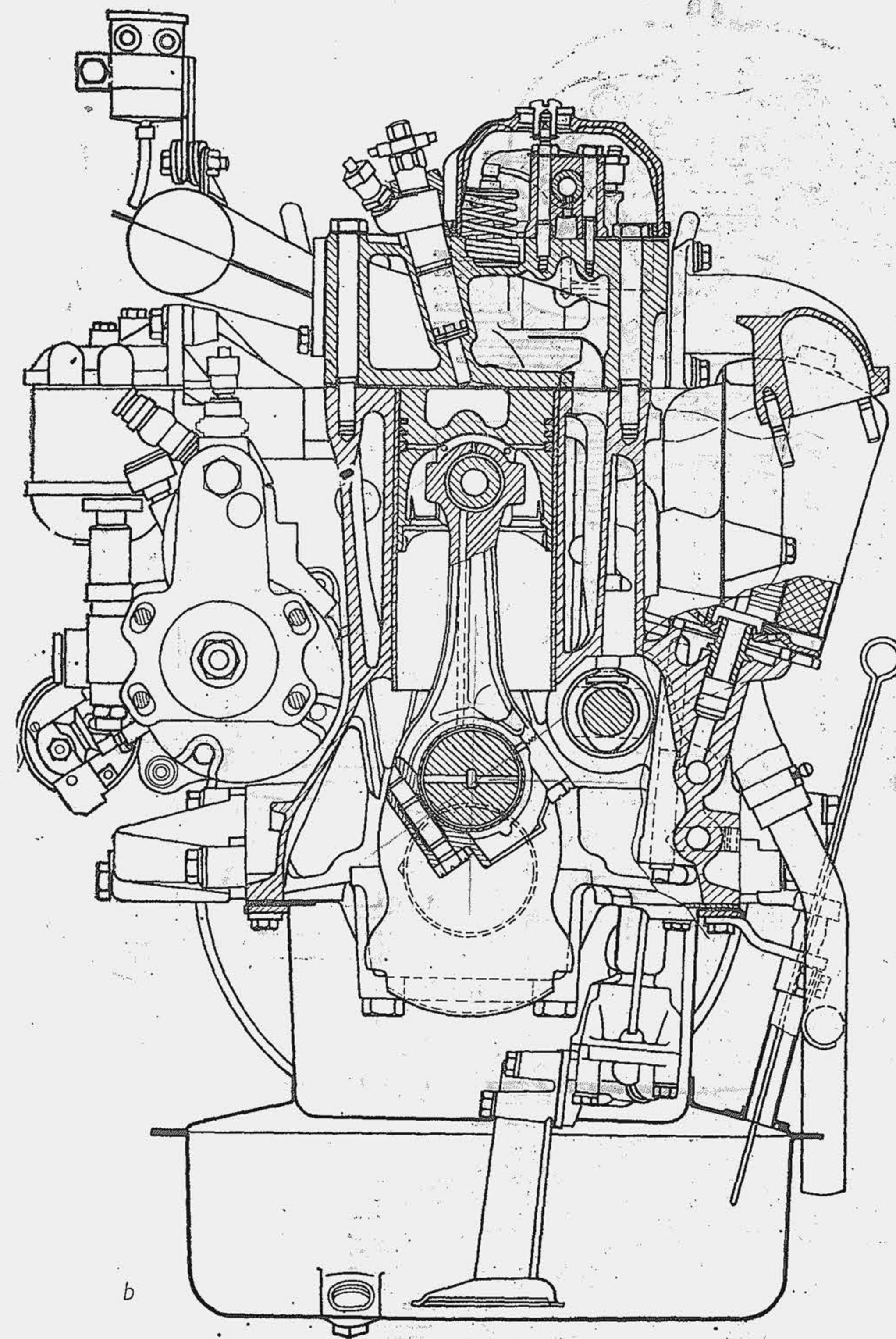


Planșa a IV-a. Secțiune longitudinală (a) și transversală prin motorul MAN D 2156 HMN 8 (caracteristici constructive — v. tab. 1.5).





a

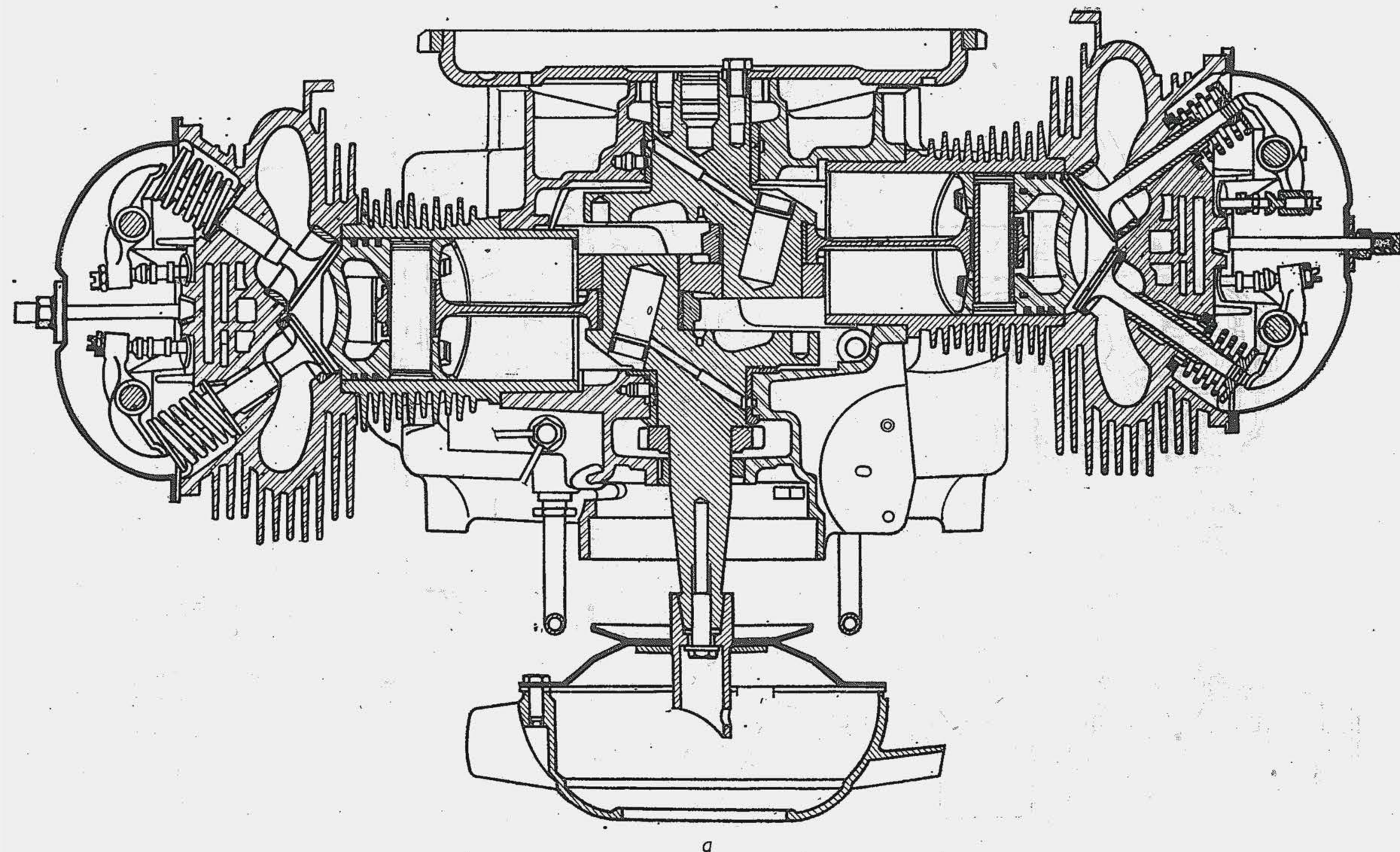


b

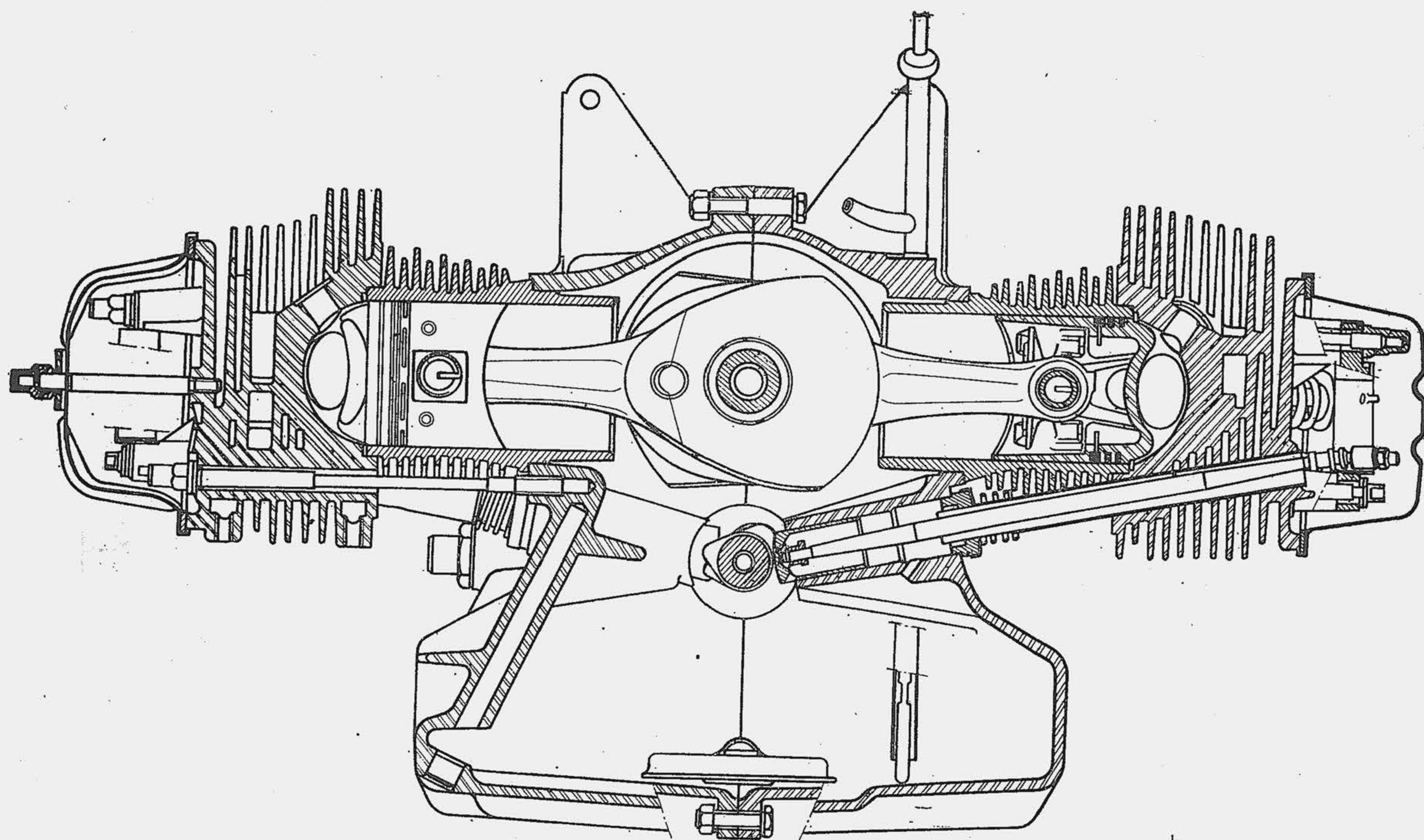
Planșa a V-a. Secțiune longitudinală (a) și transversală (b) prin motorul cu aprindere prin comprimare FIAT 804 A, în patru timpi, cu patru cilindri verticali, răcit cu lichid; cameră de ardere unitară, pulverizator cu patru orificii de 0,3 mm diametru, supapă cu ecran:

$P_{e\max} = 51,5 \text{ kW (70 CP)}$  la  $n_P = 3200 \text{ rot/min}$ ;  $M_{e\max} = 13,73 \text{ daN}\cdot\text{m (14 kgf}\cdot\text{m)}$  la  $n_M = 1800 \text{ rot/min}$ ;  
 $c_{e\min} = 234 \dots 245 \text{ g/kWh (172 \dots 180 gf/CPh)}$ ;  $V_t = 3,12 \text{ l}$ ;  $D \times S = 95 \times 110 \text{ mm}$ ;  $\varepsilon = 17$ .





a



b

Planșa a VI-a. Secțiune în planul orizontal (a) și în planul vertical (b) prin motorul cu aprindere prin scînteie CITROEN 2 CV 6, în patru timpi, cu doi cilindri opuși, răcit cu aer:  
 $P_{e\max} = 21,3 \text{ kW (29 CP)}$  la  $n_P = 5\,750 \text{ rot/min}$ ;  $|M_{e\max}| = 3,92 \text{ daN}\cdot\text{m (4 kgf}\cdot\text{m)}$  la  $n_M = 3\,500 \text{ rot/min}$ ;  $V_t = 0,602 \text{ l}$ ;  $D \times S = 74 \times 70 \text{ mm}$ ;  $\varepsilon = 8,5$ ;  $\beta_{aDSE} = 35^\circ 55'$ ;  $\beta_{iISE} = 3^\circ 30'$ ;  $\beta_{iDSA} = 0^\circ 5'$ ;  $\beta_{iISA} = 49^\circ 15'$